



**Pedro Nobre de Figueiredo**

Licenciatura em Ciências da Engenharia Mecânica

## **Estudo da Influência da Manutenção na Eficiência Energética de Acionamentos Eletromecânicos**

Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em  
Engenharia Mecânica

Orientadora: Helena Victorovna Guitiss Navas,  
Professora Auxiliar, FCT/UNL  
Co-orientador: Mestre David Figueiredo Nunes Braga,  
SEW-Eurodrive Portugal

Presidente: Prof. Doutor José Fernando Gomes Requeijo  
Vogais: Prof. Doutor Fernando Manuel Martins Cruz  
Prof.<sup>a</sup> Doutora Helena Victorovna Guitiss Navas



FACULDADE DE  
CIÊNCIAS E TECNOLOGIA  
UNIVERSIDADE NOVA DE LISBOA  
**Setembro, 2015**



**Estudo da Influência da Manutenção na Eficiência Energética de Acionamentos  
Eletromecânicos**

Copyright © Pedro Nobre de Figueiredo, Faculdade de Ciências e Tecnologia, Universidade Nova de Lisboa. A Faculdade de Ciências e Tecnologia e a Universidade Nova de Lisboa têm o direito, perpétuo e sem limites geográficos, de arquivar e publicar esta dissertação através de exemplares impressos reproduzidos em papel ou de forma digital, ou por qualquer outro meio conhecido ou que venha a ser inventado, e de a divulgar através de repositórios científicos e de admitir a sua cópia e distribuição com objetivos educacionais ou de investigação, não comerciais, desde que seja dado crédito ao autor e editor.





*Á Sra. D.<sup>a</sup> Maria Lúcia Alves da Silva  
pela grande amizade e pela companhia diária e atenta  
nos primeiros anos do meu percurso académico.*



## Agradecimentos

*“I don't know half of you half as well as I should like;  
and I like less than half of you half as well as you deserve.”*

*– J. R. R. Tolkien*

Este trabalho não teria sido possível sem o interesse e o apoio de todos os que me são próximos.

À Professora Doutora Helena Navas faço o meu sincero agradecimento pela orientação durante a investigação e escrita desta tese. Um agradecimento ao Engenheiro David Braga que me deu a conhecer a SEW-Eurodrive e forneceu vários elementos indispensáveis ao trabalho desenvolvido. Agradeço também à empresa pela oportunidade de realizar este estudo num contexto prático e com utilidade real para a indústria.

Um grande obrigado a todos os meus amigos e colegas que me ajudaram a ultrapassar esta prova, não apenas durante esta dissertação, mas ao longo dos anos. São demasiados para nomear exhaustivamente, mas agradeço em especial ao Duarte Simões, António Pedro, Afonso Baena e ao Pedro Henriques com quem passei na faculdade muitos dias e muitas noites de estudo e de trabalho para este mestrado. Todas as perguntas, discussões sobre a matéria e convivência fizeram desta fase da minha vida uma época de crescimento que não poderei esquecer.

Um sincero agradecimento aos meus tios, às minhas primas e aos meus avós. A parte mais substancial deste trabalho foi pensada e escrita na vossa companhia e não creio que exista um grupo de suporte mais sólido no mundo. Agradeço aos meus pais e ao meu irmão pelo interesse genuíno e o apoio inexcedível, principalmente nos momentos em que os obstáculos pareciam intransponíveis ou as perdas irreversíveis. Vocês são também, para além da minha família, grandes amigos.



## Resumo

A eficiência energética é um assunto da maior importância na sociedade atual. Na última década tornou-se uma das questões mais centrais, principalmente em sectores energeticamente intensivos como é o caso da indústria transformadora.

Embora os benefícios da manutenção para a eficiência energética dos equipamentos sejam intuitivamente conhecidos, ainda não existem muitos estudos que correlacionem e hierarquizem as fontes mais significativas de perdas mecânicas nos equipamentos, e os procedimentos de manutenção mais eficientes na redução destas perdas.

A presente dissertação foi elaborada no âmbito da colaboração entre a Faculdade de Ciências e Tecnologias da Universidade Nova de Lisboa e a SEW-Eurodrive.

Pretendeu-se determinar a influência da qualidade da manutenção e da instalação mecânica na eficiência energética dos componentes do motor-redutor.

Especificamente, o estudo de caso considerado foi o de um conjunto moto-redutor comercializado pela empresa, constituído pelo motor elétrico DRN 200 L4 e pelo redutor de engrenagens MC2PLSF04.

Concluiu-se que se pode aumentar a eficiência energética de moto-redutores de 66,6% (num cenário de manutenção e instalação mecânica fracas), e de 73% (num cenário de manutenção e instalação convencionais) para 89,9% (num cenário de manutenção adequada e de alinhamento de precisão dos equipamentos com utilização de laser).

Quantificações adicionais obtidas constituem os resultados obtidos expressos em termos de aumento de temperatura e de vibrações e a correlação e causalidade com a eficiência energética.

As quantificações estabelecidas permitem decisões mais informadas do engenheiro de manutenção, e de qualquer interveniente na indústria em geral. O trabalho constitui também um contributo como revisão das técnicas e paradigmas de manutenção e nas técnicas de diagnóstico existentes na indústria.

**Palavras-chave:** eficiência energética, moto-redutor, manutenção, eficiência energética de redutores de engrenagens, eficiência energética de motores elétricos, causas de perdas de energia em acionamentos eletromecânicos.



## **Abstract**

Energy efficiency is a major issue in the society of today. In the last decade, it has become one of the most central issues, especially in energy-intensive sectors such as manufacturing.

Although the benefits of maintenance for the energy efficiency of equipment are intuitively known, there are not many studies correlating and ranking the most significant sources of mechanical losses in equipment and defining more efficient maintenance procedures in reducing these losses.

This work was prepared as part of a collaboration between Faculdade de Ciências e Tecnologias da Universidade Nova de Lisboa and SEW-Eurodrive.

The goal was to determine the influence of the quality of maintenance and mechanical installation in the energy efficiency of gearmotor components.

Specifically, the case study considered was a gearmotor sold by the company, constituted by the electric motor DRN 200 L4 and by the gearbox MC2PLSF04.

It was concluded that energy efficiency of geared motors of 66,6% (poor quality of maintenance and mechanical installation scenario) and 73% (in a conventional maintenance installation setting) can be increased to 89,9% (with a proper maintenance setting and excellent alignment accuracy with the use of laser equipment).

Additionally, some results obtained are expressed in terms of increase in temperature and vibrations and the implicit correlation and causality to energy efficiency.

Quantifications established enable more informed decisions by maintenance engineers and any player in the industry in general. The work is also a contribution as a review of technical and maintenance paradigms and existing diagnostic techniques in the industry.

**Keywords:** energy efficiency, gearmotor, maintenance, energy efficiency of gearboxes, energy efficiency of electric motors, causes of energy loss in electromechanical drives.





# Índice

|  |            |
|--|------------|
| <b>1. Introdução .....</b>   | <b>1</b>   |
| 1.1. Enquadramento, motivação e objetivos .....  | 1          |
| 1.2. Estrutura da dissertação .....  | 2          |
| <b>2. Energia e eficiência .....</b>   | <b>3</b>   |
| 2.1. Energia, necessidades energéticas e eficiência energética .....                     | 3          |
| 2.2. Legislação energética e classes de eficiência energética de motores elétricos ..... | 7          |
| <b>3. Manutenção de acionamentos eletromecânicos .....</b>                               | <b>11</b>  |
| 3.1. Enquadramento histórico e definição .....   | 11         |
| 3.2. Tipos de atividades de manutenção industrial .....                                  | 12         |
| 3.3. Abordagem à manutenção de acionamentos eletromecânicos pela SEW-Eurodrive .....     | 40         |
| <b>4. Sistemas de acionamentos eletromecânicos .....</b>                                 | <b>43</b>  |
| 4.1. Motores elétricos .....   | 43         |
| 4.1.1. Caracterização e classificação .....  | 43         |
| 4.1.2. Principais causas de falhas e avarias em motores elétricos .....                  | 45         |
| 4.1.3. Aspectos energéticos de motores elétricos .....                                   | 47         |
| 4.2. Redutores de engrenagens .....  | 51         |
| 4.2.1. Caracterização e classificação .....  | 51         |
| 4.2.2. Componentes de um redutor de engrenagens .....                                    | 53         |
| 4.2.3. Principais causas de falhas e avarias em redutores de engrenagens .....           | 57         |
| 4.2.4. Aspectos energéticos de redutores de engrenagens .....                            | 64         |
| 4.3. Instalação mecânica .....   | 74         |
| 4.3.1. Caracterização de acoplamentos .....  | 74         |
| 4.3.2. Alinhamento de veios em acoplamentos .....  | 76         |
| 4.3.3. Aspectos energéticos de alinhamentos .....  | 82         |
| <b>5. Estudo de caso .....</b>   | <b>89</b>  |
| 5.1. A SEW-Eurodrive .....   | 89         |
| 5.2. Conjunto moto-redutor objeto de estudo .....  | 90         |
| 5.3. Perdas de energia do acionamento eletromecânico em estudo .....                     | 94         |
| <b>6. Conclusões .....</b>   | <b>97</b>  |
| 6.1. Discussão dos resultados e contributos do estudo .....                              | 97         |
| 6.2. Sugestões para desenvolvimentos futuros .....                                       | 99         |
| <b>Bibliografia .....</b>  | <b>101</b> |
| <b>Anexos .....</b>  | <b>113</b> |
| <b>Anexo A Norma IEC 60034-30 .....</b>  | <b>110</b> |
| <b>Anexo B Classificação de motores elétricos .....</b>                                  | <b>111</b> |
| <b>Anexo C Falhas comuns em chumaceiras de rolamento de redutores engrenagens .....</b>  | <b>112</b> |
| <b>Anexo D Falhas comuns em retentores de redutores engrenagens .....</b>                | <b>114</b> |
| <b>Anexo E Desenhos técnicos do motor elétrico DRN200L .....</b>                         | <b>115</b> |
| <b>Anexo F Desenhos técnicos do redutor de engrenagens MC2PLSF04 .....</b>               | <b>116</b> |
| <b>Anexo G Desenhos técnicos do acoplamento GearEx FA 35 .....</b>                       | <b>122</b> |



## Índice de Figuras

|  |     |
|--|-----|
| Figura 2.1 – Fornecimento total mundial de energia primária, entre 1971 e 2009.....                              | 3   |
| Figura 2.2 – Eficiência de um conjunto moto-redutor e perdas mecânicas.....                                      | 5   |
| Figura 2.3 – Dependência energética externa nos estados membros da UE em 2009.....                               | 6   |
| Figura 2.4 – Comparação entre as classes de eficiência CEMEP e IEC .....   | 9   |
| Figura 3.1 – Etapas da manutenção corretiva.....   | 14  |
| Figura 3.2 – Taxa de avarias em função do tempo .....  | 16  |
| Figura 3.3 – Valor pico a pico, valor de pico e RMS de uma onda sinusoidal .....                                 | 24  |
| Figura 3.4 – Contador de partículas Kanomax .....  | 29  |
| Figura 3.5 – Classificação das partículas de desgaste .....  | 30  |
| Figura 3.6 – Exemplos de partículas observadas por ferrografia (ampliação 500×).....                             | 31  |
| Figura 3.7 – Exemplo de aplicação de termografia na indústria .....  | 36  |
| Figura 3.8 – Utilização de endoscopia no diagnóstico da condição de um redutor de engrenagens.....               | 40  |
| Figura 4.1 – Rotor de um motor tipo gaiola de esquilo .....  | 44  |
| Figura 4.2 – Motor elétrico queimado por pico de tensão.....   | 46  |
| Figura 4.3 – Chumaceira de rolamento de esferas.....   | 53  |
| Figura 4.4 – Alguns exemplos de retentores em borracha.....  | 54  |
| Figura 4.5 – Demonstração de <i>pitting</i> e <i>spalling</i> .....  | 59  |
| Figura 4.6 – Perdas energéticas em redutores de engrenagens.....   | 65  |
| Figura 4.7 – Diferentes profundidades de imersão em banho de óleo lubrificante em redutores de engrenagens ..... | 70  |
| Figura 4.8 – Esquema da bancada de testes FZG .....  | 71  |
| Figura 4.9 – Exemplo de desalinhamento angular.....  | 77  |
| Figura 4.10 – Exemplo de desalinhamento linear .....   | 78  |
| Figura 4.11 – Relógio comparador Mitutoyo. ....  | 80  |
| Figura 4.12 – Evolução da temperatura da máquina em função do desalinhamento linear .....                        | 82  |
| Figura 4.13 – Variação da temperatura da máquina com a introdução de desalinhamentos lineares ...                | 83  |
| Figura 4.14 – Efeito de um deslocamento linear horizontal puro nos consumos de energia .....                     | 84  |
| Figura 4.15 – Efeito de um deslocamento linear horizontal puro nos consumos de energia .....                     | 86  |
| Figura 5.1 – Motor elétrico DRN200L .....  | 90  |
| Figura 5.2 – Redutor de engrenagens MC2PLSF04.....   | 91  |
| Figura 5.3 – Tempo entre substituições de lubrificante em função da temperatura .....                            | 91  |
| Figura 5.4 – Chumaceira de rolamento de rolos cónicos (diferentes vistas).....                                   | 92  |
| Figura 5.5 – Desenho de um acoplamento KTR Rotex .....   | 93  |
| Figura 5.6 – Acoplamento KTR GEARex.....   | 93  |
| Figura B-1 – Classificação de motores elétricos CA.....  | 111 |

|  |     |
|--|-----|
| Figura B-2 – Classificação de motores elétricos CC.....                | 111 |
| Figura E-1 – Desenho técnico do motor elétrico DRN200L.....            | 115 |
| Figura E-2 – Desenho técnico do motor elétrico DRN200L.....            | 115 |
| Figura F-1 – Desenhos 2D do redutor de engrenagens MC2PLSF04.....      | 116 |
| Figura F-2 – Vista do redutor de engrenagens da série MC2P..02-09..... | 117 |
| Figura F-3 – Estrutura geral do redutor industrial da série MC..P..... | 118 |
| Figura G-1 – Desenhos técnicos do acoplamento GearEx FA 35.....        | 122 |

## Índice de Tabelas

|  |     |
|--|-----|
| Tabela 3.1 – Periodicidade de ações de manutenção preditiva .....                                    | 21  |
| Tabela 3.2 – Níveis de severidade e níveis de vibração conforme a norma ISO 10816-3 .....            | 26  |
| Tabela 4.1 – Eficiência e redução máxima de diferentes tipos de engrenagens.....                     | 52  |
| Tabela 4.2 – Alguns efeitos da substituição de chumaceiras de rolamento.....                         | 69  |
| Tabela 4.3 – Efeitos de ações de manutenção de óleos lubrificantes. ....                             | 72  |
| Tabela 4.4 – Eficiência energética em diferentes cenários de manutenção de redutores. ....           | 73  |
| Tabela 4.5 – Efeito de um deslocamento linear horizontal puro nos consumos de energia .....          | 84  |
| Tabela 4.6 – Influência de diferentes cenários de alinhamento na instalação de um moto-redutor. .... | 85  |
| Tabela 4.7 – Efeito de um deslocamento angular puro nos consumos de energia .....                    | 86  |
| Tabela 5.1 – Eficiência energética no melhor cenário.....  | 94  |
| Tabela 5.2 – Eficiência energética no pior cenário.....  | 95  |
| Tabela 5.3 – Eficiência energética no cenário convencional.....                                      | 96  |
|  |     |
| Tabela A-1 - Eficiência energética (em %) de motores de indução da classe IE3 .....                  | 110 |
| Tabela C-1 – Falhas comuns em chumaceiras de rolamento de redutores engrenagens .....                | 112 |
| Tabela D-1 – Falhas comuns em retentores de redutores engrenagens .....                              | 114 |
| Tabela F-1 – Especificações técnicas do redutor de engrenagens. ....                                 | 119 |
| Tabela F-2 – Lista de partes do redutor de engrenagens (parte 1).....                                | 120 |
| Tabela F-3 – Lista de partes do redutor de engrenagens (parte 2).....                                | 121 |



## Lista de abreviaturas, siglas e símbolos

### Abreviaturas e Siglas

|       |  |
|-------|--|
| CA    | Corrente alternada   |
| CC    | Corrente contínua  |
| CEMEP | European Committee of Manufacturers of Electrical Machines and Power Electronics |
| FEM   | Força eletromotriz   |
| IEC   | <i>International Electrotechnical Commission</i>                                 |
| IV    | Índice de viscosidade  |
| MC    | Manutenção corretiva   |
| MM    | Manutenção melhorativa   |
| MP    | Manutenção preventiva  |
| MPD   | Manutenção preditiva   |
| MTBF  | <i>Mean Time Between Failures</i>  |
| PAO   | <i>Polyalfaolefin</i>  |
| RMS   | <i>Root Mean Square Amplitude</i>  |
| RTF   | <i>Run to failure</i>  |
| SEW   | <i>Süddeutsche Elektromotoren Werke</i>  |
| ZVEI  | <i>Zentralverband Elektrotechnik – und Elektronikindustrie</i>                   |

### Símbolos

|                   |  |
|-------------------|--|
| $D_b$             | Diâmetro da esfera [mm]                    |
| $f_{\text{engr}}$ | Frequência de engrenamento [Hz]            |
| $f_{\text{ext}}$  | Frequência de rotação do anel externo [Hz] |
| $f_{\text{gai}}$  | Frequência de rotação da gaiola [Hz]       |
| $f_{\text{int}}$  | Frequência de rotação do anel interno [Hz] |
| N                 | Número de esferas                          |

|          |   |
|----------|---|
| $n$      | Velocidade de rotação do veio [ $\text{min}^{-1}$ ] |
| $P$      | Potência [W]  |
| $P_d$    | Potência dissipada [W]                              |
| $p_d$    | Passo diametral [mm]                                |
| $P_e$    | Potência no veio de entrada da máquina [W]          |
| $P_f$    | Potência fornecida [W]                              |
| $P_s$    | Potência no veio de saída da máquina [W]            |
| $P_u$    | Potência útil [W]                                   |
| $T$      | Momento de rotação [N.m]                            |
| $v$      | Velocidade linear [m/s]                             |
| $x$      | Variável independente                               |
| $y$      | Variável dependente                                 |
| $z$      | Número de dentes da roda dentada                    |
| $\beta$  | Ângulo de contacto [°]                              |
| $\eta$   | Rendimento do equipamento                           |
| $\omega$ | Velocidade angular [rad/s]                          |



# 1. Introdução

## 1.1. Enquadramento, motivação e objetivos

A energia é um bem fundamental para o homem. O desenvolvimento da sociedade é intrinsecamente acompanhado de um crescimento dos consumos e consequentemente das necessidades energéticas. Neste contexto, a eficiência energética tem uma importância crescente na economia global. Em particular, a temática tem um papel ainda mais preponderante no sector da indústria. Num mundo capitalista, as empresas têm todo o interesse em otimizar os seus investimentos de capital e de recursos humanos. As fontes de energia não aumentam a um ritmo suficiente para acompanhar o crescimento económico e a atividade produtiva que lhe está associada. Por isso, urge cultivar uma sensibilidade para fazer mais com menos energia, reduzindo o desaproveitamento. Em todo o mundo, a eficiência energética dos processos e das organizações está na ordem do dia. Esta tendência estimula a sensibilidade das administrações das empresas para a magnitude dos gastos de energia.

Como empresa líder da indústria de manufatura e reparação de acionamentos eletromecânicos, a SEW-Eurodrive assume a dianteira deste movimento de consciência energética. A empresa comercializa equipamentos com elevadas eficiências energéticas, combinando um *design* modular inovador e fiabilidade e durabilidade muito superiores em relação à maioria dos fabricantes competidores. Sendo uma organização conhecedora da indústria e com experiência acumulada de décadas de boas práticas em projeto de engenharia, a empresa está ciente da importância de realizar a manutenção adequada dos equipamentos.

A manutenção dos moto-redutores é feita tipicamente nas instalações da empresa. Especificamente no caso da SEW-Eurodrive, as intervenções são realizadas nas instalações na Mealhada. É útil adotar uma postura de pesquisa constante e de melhoria dos protocolos de manutenção internos, de forma a estender o tempo entre falhas dos equipamentos e a condição dos equipamentos da casa. Uma manutenção de qualidade superior está intuitivamente ligada a uma melhoria de desempenho, resultado vantajoso tanto para o fabricante como para os seus clientes.

Nalguns casos, os clientes optam por realizar a manutenção e a instalação dos produtos subcontratando os serviços externamente. Nestes casos aumentam os graus de liberdade do processo e a preocupação do fabricante é agora transmitir as suas recomendações para que a qualidade dos seus equipamentos, medida segundo padrões rigorosos, não seja afetada pelo serviço pós-venda inadequado. Tanto no caso em que os moto-redutores são instalados pela empresa como nos casos em que o serviço é prestado externamente, é fulcral apurar em que componentes acontece o desaproveitamento energético e estabelecer o tipo e a regularidade das intervenções a realizar.

No âmbito destas preocupações, surgiu a colaboração entre a SEW-Eurodrive e o Departamento de Engenharia Mecânica e Industrial da Faculdade de Ciências e Tecnologia da Universidade Nova de Lisboa. Propôs-se portanto realizar um estudo científico na temática referida.

O objetivo primordial deste estudo é determinar a influência de não ser feita a manutenção adequada dos órgãos críticos do moto-redutor na sua eficiência energética. Para isso compartimenta-se a análise energética de vários componentes do motor elétrico e do redutor de engrenagens. Também é estudado o efeito da qualidade da instalação mecânica do equipamento nas perdas mecânicas do conjunto.

Considerando o problema descrito é necessário fazer uma pesquisa das técnicas de diagnóstico e dos tipos de manutenção existentes na indústria. Também é necessário investigar as técnicas de alinhamento e de instalação mecânica, assim como as respectivas repercussões no rendimento do equipamento. Por último, pretende-se aplicar as conclusões da investigação a um estudo de caso, com um equipamento tipicamente comercializado pela SEW-Eurodrive.

## **1.2. Estrutura da dissertação**

Esta dissertação de mestrado é composta por seis capítulos.

Neste capítulo apresenta-se uma breve introdução acerca da temática, das motivações do estudo colaborativo entre a SEW-Eurodrive e a FCT/UNL e expõem-se os objetivos propostos.

No segundo capítulo é feito um enquadramento de alguns conceitos como o de energia, de eficiência energética e de perdas mecânicas. Também são abordadas algumas normas e a legislação que regulamenta as eficiências energéticas em motores elétricos.

O terceiro capítulo trata da manutenção de acionamentos eletromecânicos. Fala-se sobre várias definições de manutenção, abordam-se diversas atividades de manutenção, algumas técnicas de diagnóstico e exemplos de intervenções frequentes na indústria.

No quarto capítulo trata-se de acionamentos eletromecânicos. É composto por três subcapítulos, referentes à manutenção no motor elétrico, no redutor de engrenagens e à instalação mecânica dos acionamentos. Em cada um destes subcapítulos caracterizam-se os componentes, as suas falhas e avarias principais, tecendo considerações acerca das perdas de energia associadas a cada um.

O quinto capítulo diz respeito ao estudo de caso na SEW-Eurodrive. É apresentada a empresa e o equipamento moto-redutor objeto de estudo e são quantificadas as perdas de energia do conjunto, espelhando algumas das conclusões tecidas no capítulo anterior.

O sexto capítulo encerra a dissertação, contendo as conclusões finais, o contributo do trabalho e diversas reflexões sobre o mesmo. Também são propostas ideias para estudos futuros que poderão expandir determinadas vertentes do trabalho.

## 2. Energia e eficiência

*“Na Natureza nada se cria, nada se perde, tudo se transforma.”*

*– Antoine Lavoisier*

### 2.1. Energia, necessidades energéticas e eficiência energética

A energia é uma propriedade dos corpos que pode ser transferida entre objetos e convertida em diversas formas mas não pode ser, tal como Lavoisier concluiu no século XVIII, criada nem destruída. Mais tarde Lord Kelvin formalizou este conceito formulando a primeira lei da termodinâmica, que nos diz que *a energia interna mantém-se constante num sistema fechado*.

A energia toma variadas formas: energia mecânica, térmica, nuclear, eletromagnética, radiante e química são alguns exemplos. O tipo de energia mais importante no contexto deste trabalho é o trabalho mecânico, que é a transferência de energia por aplicação de uma força ao longo de um determinado deslocamento. No entanto estão envolvidas outras trocas de energia nos sistemas mecânicos descritos, como as perdas por atrito mecânico ou as perdas de calor.

O consumo de energia a nível mundial está a aumentar. O progresso diversificou as atividades humanas e aprofundou o alcance dos nossos esforços coletivos mas a moeda de troca é, invariavelmente, o aumento sistemático do consumo de eletricidade a nível mundial. Na Figura 2.1 encontra-se representada a tendência de crescimento das necessidades energéticas.

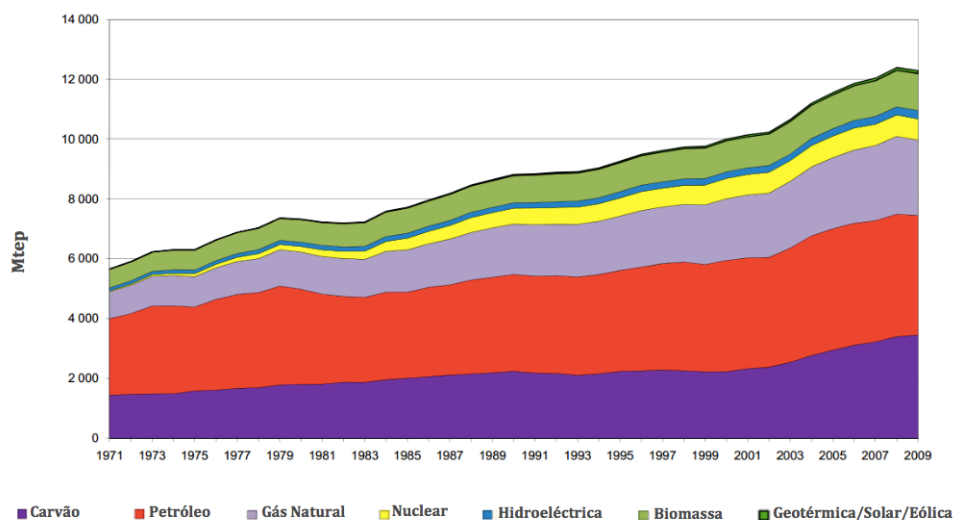


Figura 2.1 – Fornecimento total mundial de energia primária, entre 1971 e 2009 [1].

A Figura 2.1 ilustra também as diversas proveniências de energia primária. O petróleo e o carvão representam, respetivamente, 37% e 27% do consumo energético mundial. Assim, a queima de

combustíveis fósseis constituem a origem de grande parte da energia. Este facto tem merecido a atenção dos governos e da sociedade em geral [2].

Por um lado existem preocupações ambientais devidas às emissões de CO<sub>2</sub> para a atmosfera e o aumento do efeito de estufa que lhes está associado. Uma das principais vantagens da melhoria da eficiência energética encontra-se na diminuição de impactos ambientais, nomeadamente na redução de resíduos gerados e poupança de água [3].

Por outro lado existe o problema da finitude dos recursos não renováveis e o progresso lento da utilização de alternativas limpas.

Não é claro que o aumento de produção de energia por fontes alternativas seja suficiente para dar resposta às necessidades energéticas crescentes e este é um dos maiores problemas deste século.

Neste contexto é útil considerar o conceito de eficiência energética. A eficiência energética pode ser definida como a razão entre a energia útil e a energia total fornecida a um sistema. Quanto maior for esta razão, maior o grau de eficiência de um dado equipamento.

A Equação 2.1 expressa esta relação como o rendimento energético:

$$\eta = \frac{P_u}{P_f} = \frac{P_s}{P_e} \quad \text{Equação 2.1}$$

Em que:

$\eta$  – Rendimento do equipamento

$P_u$  – Potência útil, W

$P_f$  – Potência fornecida, W

$P_s$  – Potência no veio de saída da máquina, W

$P_e$  – Potência no veio de entrada da máquina, W

O rendimento quantifica o aproveitamento de energia, isto é, a energia que não é dissipada. Importa então notar um outro conceito implícito. A perda de energia é a fração de energia fornecida a um componente que não é utilizada.

A Equação 2.2 explicita a perda de energia como a potência dissipada:

$$P_d = P_f - P_u \quad \text{Equação 2.2}$$

Em que:

$P_d$  – Potência dissipada, W

Neste trabalho irá ser estudada a eficiência energética de um conjunto moto-redutor comercializado na SEW-Eurodrive. Para fazer esta análise, optou-se por estudar individualmente os componentes, designadamente o motor elétrico, o redutor de engrenagens, e as ligações mecânicas entre o motor e o redutor e entre o redutor e a máquina. A perda total de energia no sistema é uma função das perdas em cada um dos componentes.

Na Figura 2.2 encontra-se ilustrada a eficiência energética de um conjunto moto-redutor e as perdas mecânicas do equipamento.

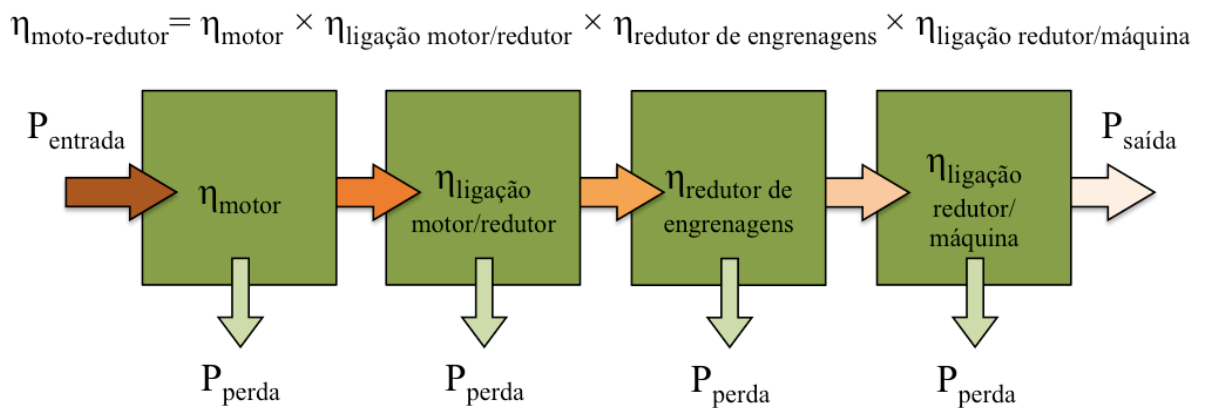


Figura 2.2 – Eficiência de um conjunto moto-redutor e perdas mecânicas.

Os conceitos apresentados correspondem a custos. A energia deve ser encarada como um fator de produção tão indispensável como o trabalho, o capital e as matérias-primas.

Os motores elétricos consomem grandes quantidades de energia elétrica, podendo oferecer poupanças significativas. A energia representa mais de 97% dos custos totais de operação ao longo do tempo de vida de um motor. Apesar disto, normalmente a escolha de novos equipamentos é orientada pelo preço e não pela energia que consomem.

Mesmo pequenas melhorias de eficiência podem trazer poupanças significativas de energia. Investimentos marginalmente superiores poderão trazer tempos de amortização de material substancialmente mais curtos e oferecer grandes economias ao longo do tempo. Indiretamente, ao diminuir o consumo de energia, a melhoria de eficiência energética reduz as emissões de gases do efeito de estufa que contribuem para as alterações climáticas.

Um das principais vantagens de incentivar o investimento em eficiência energética prende-se com a diminuição da dependência energética externa [4].

A atividade económica está condicionada pela importação de combustíveis fósseis e respetivas flutuações de preço nos mercados internacionais, o que a torna mais vulnerável e menos competitiva [5].

Como tal, a competitividade de um qualquer sector de atividade energeticamente intensiva é afetada pela fração elevada da energia nos custos de produção.

Na Figura 2.3 estão indicados os valores de dependência energética externa em 2009 nos estados membros da União Europeia, expressos em percentagem.

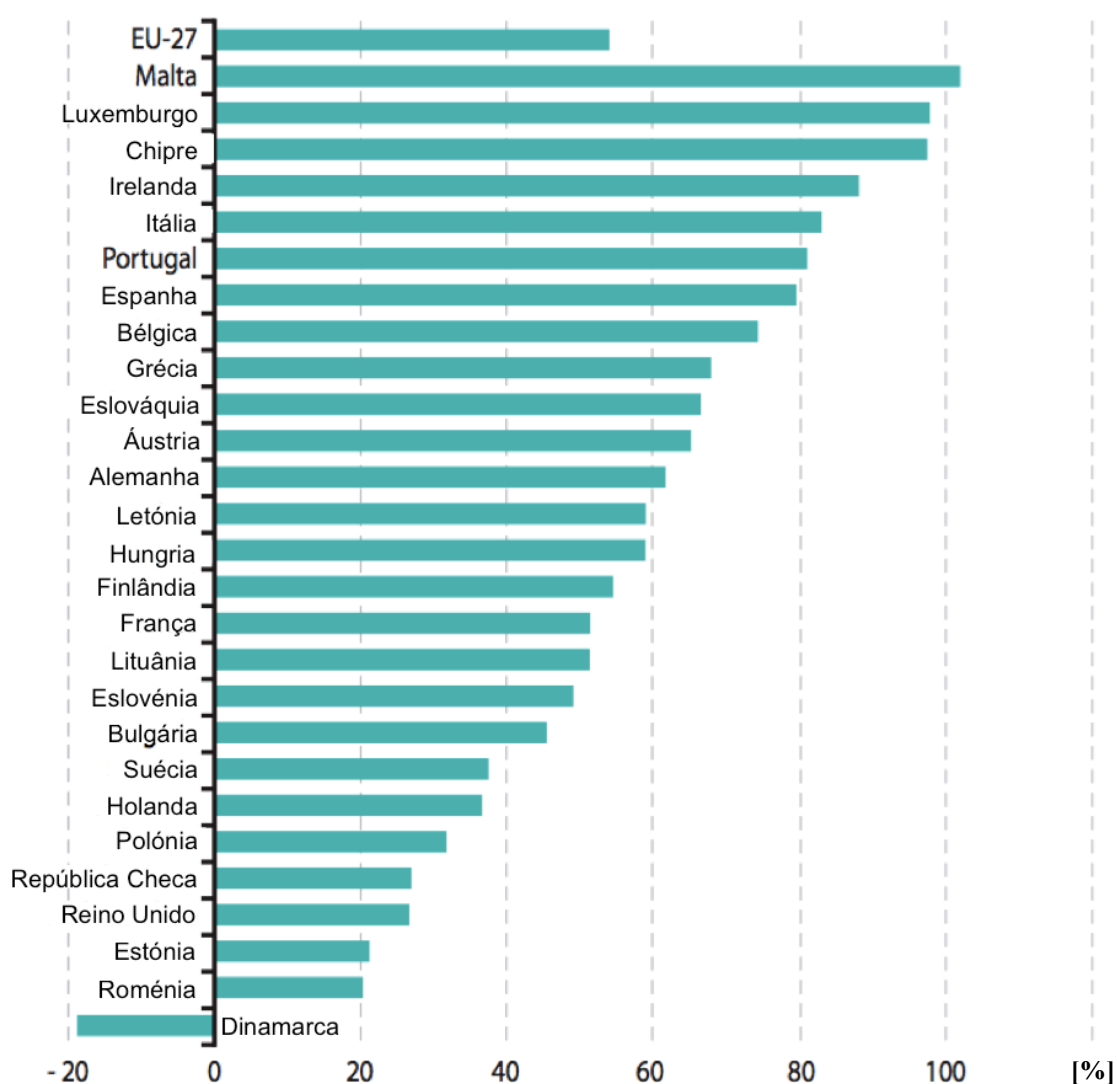


Figura 2.3 – Dependência energética externa nos estados membros da UE em 2009 (adaptado de [6]).

Os dados incluem as quantidades de combustíveis entregues em embarcações marítimas de todos os tipos, inclusive navios de guerra. Taxas de dependência negativa indicam um país predominantemente

exportador. Valores positivos acima de 100% indicam acumulação de *stocks* durante o ano de referência.

Tal como se observa na Figura 2.3, Portugal é um país com fraca disponibilidade em recursos energéticos primários [6].

A utilização eficiente da energia afigura-se assim como motor de desenvolvimento económico, com elevado potencial de poupança energética e financeira. Assegura ainda um fornecimento energético mais seguro e contribui para uma redução das emissões de gases de efeito de estufa [4].

## **2.2. Legislação energética e classes de eficiência energética de motores elétricos**

A adoção de programas que regulem o consumo energético, com destaque para programas de conservação, beneficiará tanto os consumidores, como a sociedade em geral [7].

Os problemas relacionados com o equilíbrio energético entre o consumo e a produção, que impedem o desenvolvimento sustentável, podem ser abordados seguindo dois pontos de vista principais [8]:

- i) Abordagem pelo lado da procura, através da aplicação de tecnologias de utilização final mais eficientes,
- ii) Abordagem pelo lado da oferta, aumentando a produção energética a partir de fontes renováveis.

Um estudo realizado em 2006 pela agência alemã *Zentralverband Elektrotechnik - und Elektronikindustrie* (ZVEI), concluiu que o potencial de economia de energia da indústria alemã seria de 27,5 biliões de kWh, o que corresponde, por exemplo, a 11 centrais de geração de energia elétrica com 400 MW de potência cada uma. Isto representaria 2,2 biliões de euros de poupanças e uma redução de 16,9 milhões de toneladas de emissões de CO<sub>2</sub> todos os anos. O mesmo estudo sugere também que o potencial de economia é muito maior do que aquele oferecido apenas pela utilização de motores de alto rendimento. Otimizações de sistemas mecânicos permitiriam economizar à volta de 20% [9].

Num plano mais amplo, em 2007, o Conselho Europeu adotou objetivos para 2020 em matéria de energia e alterações climáticas, nomeadamente uma redução de 20% nas emissões de Gases com Efeito de Estufa, o aumento da quota de energias renováveis para 20% e uma melhoria de 20% na eficiência energética [10].

Em 1992 o congresso americano definiu pela primeira vez níveis mínimos de eficiência energética para motores elétricos, como parte do *Energy Policy Act*. Em 1998, o comité europeu de fabricantes de máquinas elétricas e sistemas de potência (*European Committee of Manufacturers of Electrical Machines and Power systems* - CEMEP) publicou um acordo voluntário entre fabricantes de motores

com vista à classificação de eficiência, definindo três classes: EFF 1 para elevada eficiência, EFF 2 para eficiência *standard* e EFF 3 para baixa eficiência [11].

Nesta altura existiam diferentes *standards* internacionais para a eficiência energética de motores de indução. Por esse motivo, a comissão eletrotécnica internacional (*International Electrotechnical Commission* - IEC) publicou em 2008 a Norma IEC 60034-30 [12] (*vide* Tabela A–1), que especifica classes de eficiência para motores de gaiola de indução trifásica com as seguintes características:

- i) Funcionam em correntes de frequências de 50 e 60 Hz,
- ii) Têm 2, 4 ou 6 polos (correspondentes a 3000 rpm, 1500 rpm e 1000 rpm a 50 Hz),
- iii) Potência nominal de saída entre 0,75 e 375 kW,
- iv) Têm uma voltagem de até 1000 V,
- v) Estão classificados com funcionamento S1 (operação em contínuo) ou S3 (operação intermitente) com um fator de duração ciclo de carga de 80% ou superior.

As classes descritas na norma são IE1 (*standard efficiency*), IE2 (*high efficiency*) e IE3 (*premium efficiency*).

A norma europeia MEPS (*Minimum Energy Performance Standard*) [13], que regulamenta o cumprimento das classes de eficiência IEC 60034-30, prevê que os aproximadamente 30 milhões de motores industriais existentes apenas na Europa serão gradualmente substituídos resultando em poupanças de 5,5 biliões kWh de eletricidade a cada ano e uma redução correspondente de emissões de CO<sub>2</sub> de 3,4 milhões de toneladas.

Em 22 de Julho de 2009 a comissão europeia publicou o regulamento EC No 640/2009 [14], implementando a diretiva 2005/32/EC [15] que determina que na União Europeia os motores deverão ser das seguintes classes energéticas:

- i) IE2 em 16 de Junho de 2011,
- ii) IE3 em 1 de Janeiro de 2015 para motores entre 7,5 e 375 kW e IE2 apenas em combinações com caixas de velocidade ajustáveis,
- iii) IE3 em 1 de Janeiro de 2017 para todos os motores entre 0,75 e 375 kW e IE2 apenas em combinações com caixas de velocidade ajustáveis.

A norma internacional IEC 60034-30 [12] (*Rotating electrical machines - Part 30: Efficiency classes of single-speed, three-phase, cage-induction motors (IE-code)*) reserva ainda a classe IE4 (*Super Premium Efficiency*) para o futuro, embora ainda não ofereça ainda especificações técnicas completas.



Na Figura 2.4 podemos ver como as classes IEC têm eficiências energéticas superiores às das classes definidas pelo CEMEP.

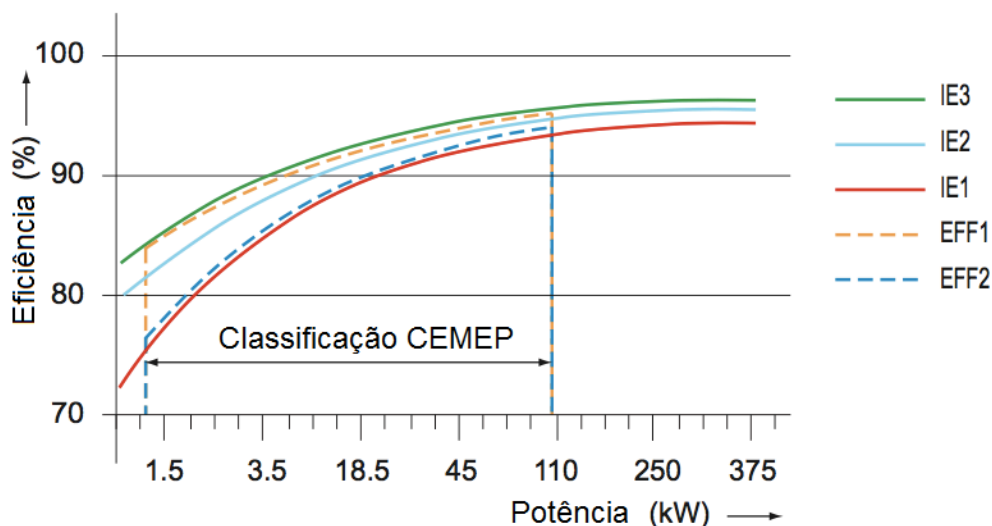


Figura 2.4 – Comparação entre as classes de eficiência CEMEP e IEC (adaptado de [11]).

O gráfico evidencia, a título exemplificativo, níveis de eficiência em motores de 4 polos e de 50 Hz com diferentes classes de eficiência.

De acordo com a IEC, a indústria corresponde a aproximadamente 42% do consumo mundial de energia elétrica, sendo aproximadamente dois terços deste valor consumido por motores elétricos.

Tendo em conta a necessidade de reduzir os consumos de energia, os projetistas de motores estão já a considerar unidades ainda mais eficientes para cumprir a legislação atual.

Neste momento já existem fabricantes a promover os seus *designs* de motores IE4 e para motores de corrente contínua de íman permanente. Os motores de indução ainda não são conhecidos, mas o desenvolvimento destes equipamentos passa por redesenhar o estator, de forma a usar materiais de qualidade superior (e com perdas menores) nas finas laminações existentes no núcleo do motor.

As perdas de energia são atribuídas principalmente ao calor causado por efeito de Joule nas resistências elétricas dos enrolamentos da bobina, perdas nas barras do rotor e anéis de escorregamento, perdas devidas ao magnetismo do núcleo de ferro, e perdas da fricção nos rolamentos. Empresas fabricantes como a WEG afirmam ter descoberto novas formas de limitar o aumento de temperatura no motor a baixas velocidades de rotação utilizando tecnologia baseada em inversores de velocidade.

Motores de velocidade variável permitem aos clientes poupar muito dinheiro já que reduzem a energia utilizada pelo motor. Uma bomba ou um ventilador a funcionar a 80% da velocidade nominal pode

reduzir o consumo de energia para metade. Adicionalmente, a baixa temperatura de funcionamento dos rolamentos aumenta o tempo de vida do rolamento e ao mesmo tempo reduz os intervalos entre intervenções de lubrificação, o que aumenta a fiabilidade e reduz os custos de manutenção.

A SEW-Eurodrive criou um motor DRU classificado IE4 como parte da família de motores modulares série DR, que pode ser configurado com uma ampla gama de freios e codificadores eletrónicos. Os motores DRU serão oferecidos apenas nas configurações de unidades de quatro polos com dimensões de 71 a 100 e de consumos de energia entre os 0.18 e 2.2 kW, que funciona com corrente de 50Hz.

Os motores IE4 vão requerer um maior investimento inicial, tal como muitas outras medidas de poupança de energia. Se o custo extra é vantajoso ou não irá certamente depender do tempo de serviço destinado e do tipo de utilização.

Tendo em conta que os motores IE3 são maiores do que os IE1 e IE2 e que alguns motores IE4 poderão ter dimensões próximas da classe IE2, alguns projetistas podem valorizar muito esta vantagem adicional e optar por IE4 em vez de motores IE3.

Ainda é cedo para ter certezas acerca de como o mercado irá reagir aos motores IE4, mas os fabricantes de motores elétricos, dos quais a SEW-Eurodrive é uma exemplo, já estão a desenvolver e nalguns casos a comercializar alguns modelos.

### **3. Manutenção de acionamentos eletromecânicos**

O conceito de manutenção tem evoluído ao longo dos anos, atravessando paradigmas e definições diferentes à medida que a transferência de tecnologia entre as universidades, os governos e as empresas guiou o progresso na direção do desenvolvimento económico.

Neste capítulo apresentam-se as definições, a evolução cronológica e a evolução conceptual da manutenção industrial.

#### **3.1. Enquadramento histórico e definição**

Durante a revolução industrial do século XIX eram feitas reparações regulares nos equipamentos pelos próprios operadores. Mais tarde, na 1ª guerra mundial, a pressão produtiva criada sobre a indústria incentivou a introdução de equipas especializadas, pretendendo-se a otimização das reparações (na altura ainda de cariz exclusivamente corretivo) de forma a minimizar o tempo de paragem dos equipamentos. A manutenção teve uma evolução significativa nos anos 40, com a expansão da aviação comercial, durante a qual foi necessário introduzir métodos preventivos, porque a resolução de problemas técnicos durante o voo era inviável [16].

A partir da década de 60, o uso do computador, um melhor conhecimento da utilização de materiais e o melhor controlo das técnicas de fabrico, permitiu o nascimento de novas formas de manutenção com indicação da ocorrência eminente de falha no equipamento, por oposição ao paradigma anterior de intervenção periódica e sistemática [17].

Mais tarde, com a introdução da microeletrónica o conceito de manutenção condicionada evoluiu e consolidou-se devido à utilização de aparelhos de monitorização precisos e que permitiam já o controle estado do equipamento em tempo real [16].

A norma europeia que define a manutenção e os principais conceitos associados é a EN13306:2001. Esta norma é seguida em Portugal e na maioria dos países europeus e define manutenção como “a combinação de todas as ações técnicas, administrativas e de gestão, durante o ciclo de vida de um bem, destinadas a mantê-lo ou a repô-lo num estado em que possa desempenhar a função requerida” [18], [19].

Por outro lado, a manutenção é definida pela Associação Francesa de Normalização como um conjunto de ações que permitem manter ou restabelecer um bem num estado específico ou com possibilidade de assegurar um determinado serviço por um custo global mínimo [20].

Outros autores definem manutenção como “o conjunto das ações destinadas a assegurar o bom funcionamento das máquinas e das instalações, garantindo que elas são intervencionadas nas oportunidades e com o alcance certos, por forma a evitar que avariem ou baixem de rendimento e, no caso de tal acontecer, que sejam repostas em boas condições de operacionalidade com a maior brevidade, tudo a um custo global otimizado” [21].

Existem dois tipos básicos de atitudes relativamente à manutenção de equipamentos e instalações. A primeira é uma atitude proactiva, segundo a qual são feitas ações preventivas planeadas. Outra abordagem é uma atitude reativa, que gera ações corretivas e não planeadas, que dão resposta a falhas ou avarias [22].

## **3.2. Tipos de atividades de manutenção industrial**

### **3.2.1.1. Manutenção reativa**

A manutenção reativa, ou *Run to Failure* (RTF), assenta no ideia fundamental de apenas se incorrer na reparação de um sistema ou equipamento quando ocorre uma avaria. Até à falha ou paragem, não são realizadas quaisquer atividades de manutenção, o que explica o nome deste tipo de manutenção. É universalmente considerada o tipo de manutenção mais antigo.

O RTF pode ser dividido em manutenção reativa de emergência ou de paragem. A manutenção de emergência é executada imediatamente após a deteção de uma determinada falha, de forma a repor as condições de funcionamento com máxima eficiência. Por oposição, a manutenção de paragem é feita quando a avaria grave num determinado equipamento resulta na interrupção do seu funcionamento [23].

De acordo com estatísticas obtidas no ano 2000 nos Estados Unidos, a manutenção reativa não programada era o método mais frequentemente utilizado (aproximadamente 55% em relação aos restantes tipos de manutenção existentes) [24].

As principais vantagens do RTF são evidentes considerando a sua utilização em equipamentos novos em que é esperada uma taxa de avaria extremamente reduzida. Nestes casos evitam-se custos recorrentes e significativos relacionados com as ações de manutenção. Por outro lado, este paradigma aumenta a probabilidade de ocorrência de interrupções não programadas do sistema produtivo, o que pode ter (e tem, na maioria das vezes) custos mais elevados do que um conjunto de paragens planeadas. Estes custos decorrem de horas de trabalho extraordinárias de operadores de manutenção (já que as falhas se manifestam de modo inesperado), e de maiores *stocks* de material pelo mesmo motivo. Por fim, avarias que levam a manutenção de emergência ou de paragem propagam-se muitas vezes para outros equipamentos no mesmo sistema [24].

### **3.2.1.2. Manutenção corretiva**

Na literatura consultada, a manutenção corretiva (MC) é definida de vários pontos de vista complementares.

A MC deve ser entendida como um tipo de manutenção distinto do RTF porque neste caso se pretende manter o equipamento em condições de funcionamento programando ações de manutenção regulares [23].

As operações de correção são efetuadas no equipamento após a ocorrência da falha mas o facto de serem planificadas permite reduzir a sua ocorrência, ou em alguns casos eliminá-las, mantendo o sistema e os equipamentos que o constituem em condições aceitáveis de funcionamento. Importa referir que a MC tem procedimentos próprios e exige um maior nível de conhecimentos dos operários de manutenção.

Pode classificar-se a MC em três tipos principais: manutenção curativa, deferida ou de paragem. As ações de manutenção curativa estão orientadas para a eliminação da causa do problema sem interromper a produção. Tipicamente acontece quando se retira o equipamento com problemas, substituindo-o com um equipamento semelhante ou de outro tipo que possa cumprir a mesma função. No caso da manutenção deferida, a correção do sistema é feita posteriormente e não é feita a paragem do equipamento apesar da falha. Por último, a manutenção corretiva de paragem é feita em períodos de paragem da linha produtiva independentes de quaisquer falhas, separando-se neste caso quaisquer interseções entre a manutenção e a produção [23].

Por outro lado, alguns autores não consideram o RTF como um tipo de manutenção existente, denominando-a neste caso de MC.

A necessidade de operações corretivas num equipamento acontece devido ao fracasso na utilização de técnicas preventivas. Estas intervenções de manutenção não programadas ocorrem devido a falhas imprevisíveis, e são tomadas de forma urgente por forma a repor o mais depressa possível o funcionamento determinado do equipamento [25].

A MC pode ser classificada segundo as seguintes cinco categorias: reparação da falha (reparação do equipamento para que este retorne ao estado anterior à avaria), curativas (efetuadas ações de modo a retirar material irreparável e substitui-lo de modo a eliminar a avaria que este causou), reconstruções (os componentes que apresentam falha são substituídos ou reparados, sendo desmontados todos os componentes e realizados testes aos componentes de substituição para que cumpram as diretrizes de fabrico), revisões (são utilizados padrões de manutenção de forma a inspecionar periodicamente e determinar a necessidade de reparações) e serviços (tarefas relacionadas com a reparação de determinados componentes, como é exemplo o ajuste do nível de óleo de um redutor depois de se ter efetuado uma reparação ao nível das engrenagens) [25].

A manutenção de equipamentos é reconhecida hoje em dia como essencial, mas verificam-se frequentemente pressões no processo produtivo que mobilizam grande parte dos recursos e podem degenerar em atrasos no planeamento e execução da manutenção preventiva. Muitas vezes o atraso é indefinido, e quando ocorrem avarias nos equipamentos, o que inicialmente seria manutenção preventiva será efetivamente manutenção corretiva [27].

Importa compreender que a MC costuma custar, em média, três vezes mais que a manutenção preventiva equivalente [28].

Para se executar um processo de MC são necessários cinco passos: localização da falha, reposição do item, correção da falha, calibração e ajustes e checkout [23], [25].

Na Figura 3.1 encontram-se sumariadas as etapas do processo de MC.

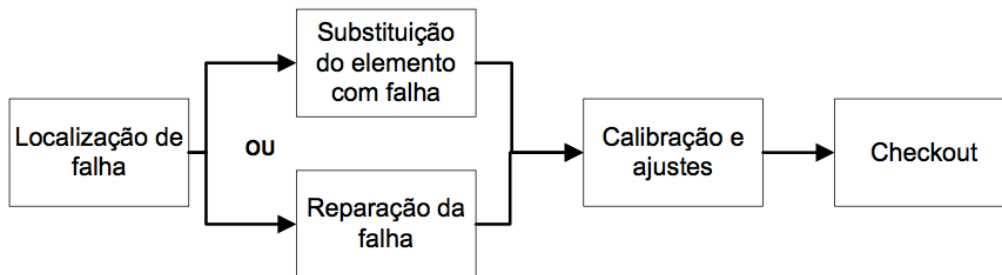


Figura 3.1 – Etapas da manutenção corretiva [26].

A MC é um tipo de manutenção que se aplica apenas quando ocorre uma falha ou avaria num sistema ou componente. A tarefa da equipa de manutenção neste cenário é de reparar a avaria o mais rápido possível. A manutenção corretiva consiste também em analisar o estado geral dos equipamentos, analisar e estudar as avarias repetitivas e os pontos críticos. Também faz parte deste tipo de manutenção agrupar as avarias por causa e elaborar esquemas contendo a sequência de cada processo de reparação [29].

A MC faz-se apenas depois da ocorrência da falha, o que se traduz em elevados tempos de reação por parte dos intervenientes no processo de resolução da falha. Assim, com o intuito de reduzir o tempo de manutenção utilizam-se diversas estratégias:

- i) Operadores especializados e bons procedimentos de manutenção, com o objetivo de diminuir o tempo de deteção, localização, resposta e isolamento da avaria.
- ii) Intercâmbio com o intuito de diminuir os tempos de paragem por substituição de componentes danificados
- iii) Projeto do sistema com características redundantes, em que a reparação do equipamento não inviabiliza o funcionamento em paralelo, ou pelo menos reduzem-se os tempos de paragem.
- iv) Projeto de equipamentos com boas acessibilidades reduzindo assim parte do tempo gasto na manutenção em aceder ao local da falha
- v) Durante o projeto, controlar as dimensões e pesos dos componentes em comparação aos operadores de manutenção, e produzir instruções de manutenção detalhadas para reduzir o tempo na prática de manutenção corretiva. Os custos associados a este tipo de manutenção são os custos de reparação (mão-de-obra, componentes de substituição e

consumíveis), e ainda custos pelo facto de a produção parar e portanto reduzir momentaneamente a oferta para o cliente. Também para minimizar estes custos, existem medidas que podem ser tomadas, nomeadamente para acelerar o processo de reparação. Exemplos destas medidas são ter sistemas sobressalentes ou secundários para substituir, e implementar procedimentos de emergência. Estas medidas são relativamente caras, e são eficazes só a curto prazo.

### **3.2.1.3. Manutenção de melhoria**

A manutenção melhoria ou manutenção melhorativa (MM) define-se como o estudo, projeto e modificações no equipamento de forma a reduzir as operações de manutenção e, por conseguinte, aumentar a sua fiabilidade [30].

São efetuadas modificações e alterações nos equipamentos com o intuito de maximizar o seu desempenho [21].

Um exemplo MM será a aplicação de um sistema de lubrificação automático e sistemático a componentes de difícil acesso [33].

A MM pode classificar-se em três tipos distintos [23]:

- i) Manutenção na fase de projeto,
- ii) Serviços de engenharia,
- iii) Manutenção de melhoria durante a paragem do equipamento.

A manutenção efetuada na fase de projeto consiste nas ações tomadas para reduzir ou eliminar a necessidade de manutenção através do redesenho dos equipamentos ou das instalações. Nos serviços de engenharia estão contempladas todas as ações relacionadas com as instalações, tais como remoções, rearranjos ou construções. Na manutenção de paragem, os serviços de manutenção de melhoria são feitos quando os equipamentos se encontram em paragem total.

### **3.2.1.4. Manutenção preventiva**

A manutenção preventiva (MP) é o processo constituído por um conjunto de ações efetuadas em equipamentos e instalações antes da ocorrência de falhas. O facto de as ações serem feitas *a priori* em relação ao aparecimento da avaria no equipamento tem como objetivo prevenir a deterioração das condições de funcionamento dos mesmos [23].

Fazendo uma caracterização mais específica, este tipo de manutenção pretende [21]:

- i) Aumentar a fiabilidade do sistema promovendo a diminuição de ocorrência de avarias,

- ii) Aumento da vida útil dos equipamentos,
- iii) Regulação da carga de trabalho,
- iv) Melhorar o planeamento dos trabalhos,
- v) Simplificar a gestão de *stocks*,
- vi) Garantir maior segurança nas intervenções nos equipamentos,
- vii) Reduzir a ocorrência de imprevistos.

As ações de manutenção tipicamente realizadas neste tipo de manutenção abrangem desde simples ajustes até mudanças significativas nos equipamentos.

Este tipo de manutenção assenta num paradigma que estabelece uma relação entre as intervenções e o tempo de serviço. Feito um estudo da distribuição das falhas de um determinado equipamento no tempo, e conhecendo os parâmetros estatísticos que descrevem este modelo, é possível preconizar um plano de manutenção preventiva. Para isso são também elaborados e utilizados cronogramas e documentos de revisão periódica dos equipamentos. A componente estatística da análise dos componentes mecânicos é central neste tipo de manutenção, e uma das representações gráficas mais úteis para analisar os dados recolhidos é a curva de banheira que descreve a fiabilidade dos equipamentos.

Um exemplo desta curva encontra-se representado na Figura 3.2.

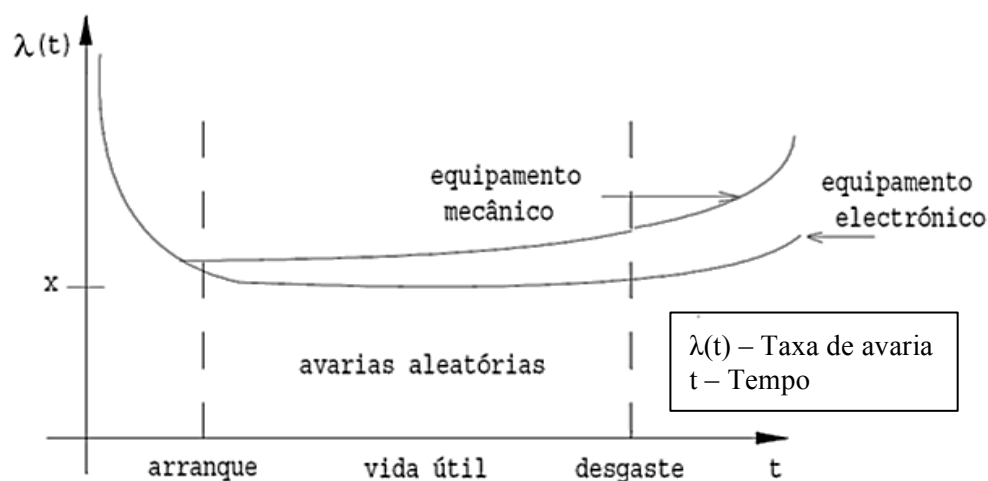


Figura 3.2 – Taxa de avarias em função do tempo [29].

É evidente pela análise da forma da curva que um equipamento novo tem maior probabilidade de falhar durante as primeiras semanas de funcionamento devido a instalação incorreta e problemas relacionados. Após esta fase inicial da vida de um equipamento, a probabilidade de avaria cai



abruptamente, aumentando lentamente com o passar do tempo de utilização, sendo o desgaste gradual do equipamento traduzido no declive da curva nesta zona do gráfico. A contemporização do desgaste do equipamento no modelo apresentado tem uma grande importância, e esta importância propaga-se para o planeamento de revisões periódicas, bem como para a escolha do local e modo de trabalho do mesmo. Um componente instalado num local com ventilação deficiente e com condições de trabalho severas exige, de uma maneira geral, uma manutenção mais regular do que um equipamento que se encontre num local adequado, pois o tempo médio de falha é menor.

Um conceito relacionado com o conceito de fiabilidade é o período médio entre falhas (*Mean Time Between Failures*: MTBF).

A MP pode ser classificada de acordo com a natureza da aplicabilidade das ações a efetuar nos equipamentos [23].

As intervenções podem ser de rotina, em funcionamento, de oportunidade, de janela ou de paragem. Nas ações de rotina são tipicamente realizadas tarefas de limpeza, lubrificação ou pequenos ajustes do equipamento. A manutenção em funcionamento é, como o nome sugere, feita durante a atividade do equipamento. Este tipo de operações antecede usualmente outras intervenções preventivas. Quando surge uma oportunidade de intervenção que não foi antecipada nos planos de manutenção, a manutenção preventiva diz-se de oportunidade. Na manutenção preventiva de janela, tira-se partido do facto da utilização do equipamento não ser requerida num determinado período de tempo. De forma análoga ao que se passa na MC, as manutenções de paragem são executadas no equipamento quando este se encontra totalmente imobilizado.

Em suma, a MP permite uma melhoria apreciável da vida útil dos equipamentos, manifestando-se numa redução a ocorrência de falhas e desta forma uma poupança de recursos. De facto, este tipo de manutenção é cerca de 12 a 18% menos dispendioso. Não é prudente, no entanto, contar apenas com este tipo de manutenção. Existe um risco, por mais minimizado que tenha sido, de ocorrência de falha catastrófica, sendo nestes casos habitual utilizar manutenção reativa [24].

A MP assenta num grande acompanhamento dos técnicos de manutenção, por ser necessária a análise continuada dos equipamentos e o planeamento de atuação *in loco*.

Como principal desvantagem sublinha-se o facto de para um determinado equipamento os vários componentes terem tempos de vida útil e taxas de deterioração diferentes. Não ocorrem falhas simultâneas em todos estes componentes sendo que muitas substituições integrais de equipamento são simplificações grosseiras que acarretam custos adicionais desnecessários [24].

A MP consiste num conjunto de ações de manutenção realizadas num determinado período de tempo ou conforme critérios estabelecidos, com o objetivo de reduzir a ocorrência de falhas ou da degradação de determinados componentes [31].

O planeamento deverá determinar com que frequência será necessário a MP, de que forma se realiza, e que processos serão sujeitos a intervenções [27].

A utilização de MP origina vários benefícios, tais como [30]:

- i) Diminuição de ocorrência de avarias e do tempo de paragem dos equipamentos quando estas ocorrem, contribuindo para um aumento da disponibilidade para a produção e para uma redução dos custos de produção.
- ii) Diminuição do risco de acidentes de trabalho provocados por avarias, resultando num aumento da segurança dos equipamentos e do pessoal.
- iii) Planeamento do processo de manutenção origina otimizações ao nível dos recursos humanos, o que resulta numa redução de custos.
- iv) Economias de energia adicionais ao minorar fugas de óleo, vapor, ar comprimido, água e outros fluídos envolvidos no processo produtivo.

Segundo as estratégias de MP, o equipamento é sujeito a ações de manutenção antes de ocorrer a falha ou avaria. A frequência de ações de manutenção é planeada e aplicada conforme as necessidades determinadas [29].

A importância de implementar um sistema de MP aumenta em proporção com as consequências das falhas no mesmo, isto é, quanto maiores os custos de paragem, maior é o custo de oportunidade de optar por este paradigma de manutenção. Para pesar esta escolha, tipicamente faz-se um estudo dos custos de realizar a MP e o custo de operar o equipamento até à ocorrência falha. Neste contexto, a inspeção assume um papel central nas estratégias da manutenção preventiva. Estas inspeções são planeadas com o objetivo de identificar uma ação corretiva antes que a falha ou avaria ocorram. A manutenção preventiva realizada em intervalos regulares resulta numa redução da taxa de falhas e avarias [32].

A realização de MP envolve custos significativos, pelo um bom planeamento é fundamental, em particular no que diz respeito às paragens programadas.

Adicionalmente, MP pode classificar-se em preventiva sistemática ou preventiva condicional. No caso da manutenção preventiva sistemática, as intervenções são planeadas em intervalos de tempo com uma determinada periodicidade [30].

Esta periodicidade é baseada na ocorrência da falha no equipamento prevista pela MTBF. A substituição ou reparação dos componentes do equipamento é completamente independente do estado de funcionamento do mesmo [21].

Por outro lado, na manutenção condicionada é feita uma monitorização da condição e do funcionamento do equipamento, e procuram-se sinais de ocorrência de falha. Definidos alguns parâmetros, como a temperatura, vibrações e estado de degradação do óleo, é feita uma verificação de satisfação dos valores, sendo que quando os valores caem abaixo de determinados limiares, é desencadeada uma intervenção. Este tipo de manutenção preventiva condicional pode ser realizada de modo contínuo ou periódico, consoante a forma como a monitorização é feita [30].

A manutenção preventiva condicionada é também chamada, por alguns autores, de manutenção preditiva.

### **3.2.1.5. Manutenção preditiva**

A manutenção preditiva (MPD) consiste numa metodologia de deteção de falhas no equipamento antes da sua ocorrência. Para esse efeito, é feita uma monitorização das condições de funcionamento do equipamento utilizando equipamentos próprios. Esta monitorização que é feita em tempo real, permite quantificar o desgaste do equipamento ao longo do seu processo de trabalho. Quando as leituras efetuadas permitem identificar uma grande probabilidade de ocorrência de falha, é posto em marcha um processo de manutenção corretivo para que a falha não interfira no normal de funcionamento do equipamento. Com este processo de manutenção, é possível quantificar (estimando) o tempo de vida dos componentes.

Adicionalmente, a utilização da MPD permite também eliminar a necessidade da desmontagem do equipamento para verificar inspeção ao seu funcionamento.

A condição do equipamento pode ser quantificada segundo a análise do equipamento ou baseada num processo estatístico [23].

Na deteção da falha segundo a manutenção preditiva baseada na condição é efetuada uma monitorização constante do equipamento. São medidos e registados alguns parâmetros como a vibração, o ruído, a temperatura, condição do lubrificante, ultrassons, e inspeções visuais [34].

A MPD baseada nas estatísticas é fundamentada por modelos estatísticos de previsão de falhas construídos com dados provenientes do controle do aparecimento das falhas para um determinado equipamento [23].

A ocorrência de falhas catastróficas é muito reduzida e quando ocorrem, estas têm uma ocorrência relativamente baixa no processo de manutenção. Outra grande vantagem é minimizar os *stocks* de peças necessários pois é possível prever a ocorrência da falha no equipamento e consequentemente não é preciso acautelar muitos recursos para falhas catastróficas.

Estudos realizados afirmam que a utilização de um programa de MPD é 10 a 12% mais económico que a utilização de um programa preventivo. Do mesmo modo, um programa de manutenção reativo, é 30 a 40% mais dispendioso do que a utilização da MPD. Não só é possível um retorno de 10 vezes o

investimento, como existe uma redução dos custos de manutenção entre 25% a 30%, caindo a ocorrência de avarias para valores de 70 a 75%. As empresas têm a necessidade constante de manterem a sua produção sem interrupções, e a utilização deste tipo de manutenção permite reduzir a inatividade dos equipamentos em 35% a 45% em relação à utilização de manutenção reativa, podendo a produção sofrer um aumento de 20 a 25%.

Em relação às desvantagens deste tipo de manutenção destacam-se o elevado custo dos equipamentos a adquirir, e o investimento de recursos necessário para formar técnicos de manutenção, responsáveis não só por levar a cabo as ações de manutenção mas também por operar os equipamentos de monitorização e interpretar os valores para cada parâmetro. Este processo tem elevados custos associados [24].

A MPD tem como objetivo monitorizar em tempo real o desgaste de componentes e equipamentos de forma a antecipar falhas que obriguem a paragem. As capacidades de diagnóstico da MPD têm evoluído bastante com os avanços em tecnologias de sensores nos últimos anos. A capacidade de estabelecer novas métricas, as dimensões reduzidas dos aparelhos e o custo cada vez menor abriram uma área totalmente nova para o profissional de manutenção [24].

O facto de se tratar de uma aplicação inovadora e sofisticada de tecnologia obriga a formação adicional de operadores. É prática comum entre as empresas e os especialistas deste setor conjugar a aquisição de equipamento com devida implementação e implementação do equipamento de monitorização, formação de operadores, e instalação de equipamento de reparação. Esta abordagem *all in one* permite certificar que todos os componentes e intervenientes do sistema de manutenção funcionam de acordo com as indicações do fabricante, e transmite segurança na compra ao cliente.

A utilização de MPD deve ser complementada com outros tipos de manutenção. Ela permite um acompanhamento das condições mecânicas e do rendimento do sistema e de outros indicadores. Pretende-se assim eliminar intervenções preventivas desnecessárias e diminuir os custos e os prazos das intervenções através do conhecimento antecipado dos defeitos a serem corrigidos [32].

Como principais desvantagens associadas a este tipo de manutenção pode-se realçar o elevado custo dos equipamentos a adquirir. Do mesmo modo é imprescindível formar os técnicos de manutenção no modo a utilizar os equipamentos de monitorização, tendo este processo elevados custos associados.

A MPD também pode ser entendida como uma subdivisão da MP (especificamente como manutenção preventiva condicionada). A principal diferença entre os dois tipos de manutenção baseia-se no facto de na MPD ser efetuado um acompanhamento do estado do equipamento. Na MP a falha do equipamento ou dos seus componentes depende apenas da MTBF [30].

Na Tabela 3.1 estão indicados alguns exemplos de ações de MPD e a sua respetiva periodicidade.

**Tabela 3.1 – Periodicidade de ações de manutenção preditiva [35].**

| <b>Métodos utilizados</b> | <b>Equipamentos monitorizados</b>   | <b>Periodicidade da verificação</b> |
|---------------------------|---|-------------------------------------|
| Medição de vibração       | Todas as máquinas giratórias de potência média ou máxima e/ou equipamentos críticos: motores, redutores, compressores, bombas e ventiladores. | 3000 a 1500 horas                   |
| Análise dos óleos         | Redutores e circuitos hidráulicos, motores.   | 6 Meses                             |
| Termografia               | Equipamento de alta-tensão, distribuição de baixa-tensão, componentes eletrônicos, equipamentos com componentes refratários.                  | 12 Meses                            |

### **Técnicas de diagnóstico de manutenção preditiva**

Para detetar a existência de desalinhamentos em máquinas rotativas utilizam-se técnicas e dispositivos variados que evidenciam as anomalias operacionais.

Tanto a análise de vibrações como a análise de lubrificante podem ser consideradas técnicas de monitorização, enquanto o exame visual, a endoscopia e termografia são enquadrados como métodos de observação preditivos [36].

#### **A – Análise de vibrações mecânicas**

A análise de vibrações é o método de diagnóstico de falhas mecânicas em acionamentos mais utilizado. Permite determinar problemas em máquinas rotativas através da monitorização de vibrações características dos seus componentes [37]–[42].

Estas máquinas podem ser entendidas como osciladores mecânicos que sofrem excitações e geram uma resposta dinâmica que se propaga pela estrutura do sistema. A resposta é uma vibração composta por várias frequências [37], [40].

As frequências de ressonância teóricas específicas dos componentes podem ser calculadas e utilizadas como valores de referência em relação aos quais são avaliados os sinais captados por acelerómetros, microfones ou outros transdutores e sensores piezoelétricos.

Outra metodologia utilizada extensivamente na indústria é a definição dos valores de referência após verificação de alinhamento, durante o comissionamento da unidade fabril. Definidos os valores iniciais e os limiares de variação de vibrações, é possível programar intervenções segundo o comportamento dos indicadores definidos.

Com a operação da máquina a presença de folgas ou defeitos nos componentes bem como o desalinhamento de chumaceiras de rolamentos e dos veios das máquinas provocam mudanças no comportamento oscilatório e consequentemente no perfil de frequências vibratórias da máquina. Assim, é possível estimar a condição mecânica do acoplamento e o desalinhamento através da variação dos parâmetros [41].

O transdutor capta as vibrações e transforma a energia mecânica em energia elétrica sob a forma de um sinal. Mede o deslocamento, a velocidade de deslocamento ou a aceleração. Tipicamente são utilizados acelerómetros mas existe outros tipos de dispositivos. O acelerómetro é um equipamento piezoelétrico que emite um sinal elétrico proporcional à aceleração impactada [42].

Os acelerómetros medem movimentos unidireccionais na direção perpendicular à superfície de montagem [42].

As falhas podem ser divididas em duas classes genéricas: falhas de baixa frequência (por exemplo desequilíbrios e desalinhamentos) e falhas de alta frequência (por exemplo defeitos de elementos rolantes ou lubrificação deficiente) [43].

Contudo, medir a frequência de cada um dos componentes não é suficiente para identificar falhas. A frequência deve ser relacionada com a velocidade de rotação do veio. É então necessário conhecer a velocidade de rotação do veio para diagnosticar falhas pelo método de análise de vibrações.

Desequilíbrio, desalinhamento, folgas excessivas, rigidez insuficiente, mau acoplamento, desgaste das correias de transmissão e empeno de veios por flexão alteram a amplitude de vibração e a frequência de rotação [43], [44].

Estas falhas podem ser classificadas com um tipo de falhas de baixa frequência e são chamadas de desajustamentos.

Uma das dificuldades da deteção de falhas é a grande dimensionalidade no motor [45].

Muitas variáveis podem afetar o processo de deteção de falhas, incluindo o carregamento, a saturação, condições de operação imprevisíveis, ruído elétrico e temperatura. Estes podem resultar em dezenas de combinações possíveis para padrões diferentes que irão mascarar a medição da vibração [46].

Uma premissa fundamental desta análise de vibração é: “Cada componente ou cada tipo de deficiência mecânica em operação produz uma vibração de frequência específica que, em condições normais de operação, pode chegar a amplitude máxima conhecida” [43].

Uma metodologia básica recomendada para medir as vibrações consiste em medir [41]:

- i) A frequência para identificar a origem da vibração, a qual pode ser dum componente da máquina ou duma falha,
- ii) O nível de amplitude de vibração para avaliar a operação normal ou anormal e a magnitude da falha detetada.

Forças que excitam vibrações existem em diferentes lugares dentro da máquina. Cada força de excitação gera uma harmónica da vibração que é característica do deslocamento, velocidade e

aceleração. A soma de todas as harmônicas para cada variável resultará num único espectro nos rolamentos [41].

As componentes harmônicas de vibração podem ser classificadas em dois grupos. Componentes de baixa frequência (com frequências até cinco vezes a velocidade de rotação do veio) e componentes de alta frequência (com frequências mais de cinco vezes a velocidade de rotação do veio) [43].

As frequências específicas com maior interesse para a análise de vibrações num redutor de velocidade são a frequência de rotação dos veios das engrenagens, a frequência de engrenamento e as frequências geradas por falhas nos rolamentos [47].

### **Frequências geradas em rolamentos com defeito**

Os defeitos que ocorrem nos rolamentos provocam uma alteração da vibração característica, muito antes de uma situação de falha catastrófica. As frequências de defeito só são visíveis no espectro de frequência quando existir falha no equipamento ou este estiver em condição de esforços excessivos que antecedem a ocorrência de falha [38].

As frequências analisadas nos rolamentos são a Frequência de passagem dos elementos rolantes por um ponto da pista interna do rolamento, frequência de passagem dos elementos rolantes por um ponto da pista externa do rolamento, frequência de rotação da gaiola do rolamento ou do conjunto, da gaiola e elementos rolantes e frequência de rotação dos elementos rolantes [48].

### **Frequências geradas em engrenagens**

No caso dos redutores de engrenagens, a frequência de vibrações mais importante para monitorizar é a frequência de engrenamento. Essa frequência é determinada multiplicando a velocidade de rotação pelo número de dentes da engrenagem.

A Equação 3.1 expressa o cálculo da frequência de engrenamento:

$$f_{engr} = z \times n \quad \text{Equação 3.1}$$

Em que:

$f_{engr}$  – Frequência de engrenamento, Hz

$z$  – Número de dentes da roda dentada

$n$  – Velocidade de rotação do veio,  $\text{min}^{-1}$

### **Frequência de rotação dos veios**

A análise de vibrações mecânicas também pode contemplar os problemas de veios do veio lento dos moto-redutores (que suportam maiores esforços devidos a momentos de rotação). Também se pode

isolar a frequência específica dos acoplamentos, identificando desalinhamentos quando ocorrem alterações de amplitude de onda neste valor espectral [49].

A frequência de rotação do veio lento pode ser calculada a partir da velocidade de rotação do motor elétrico e da relação de transmissão da máquina.

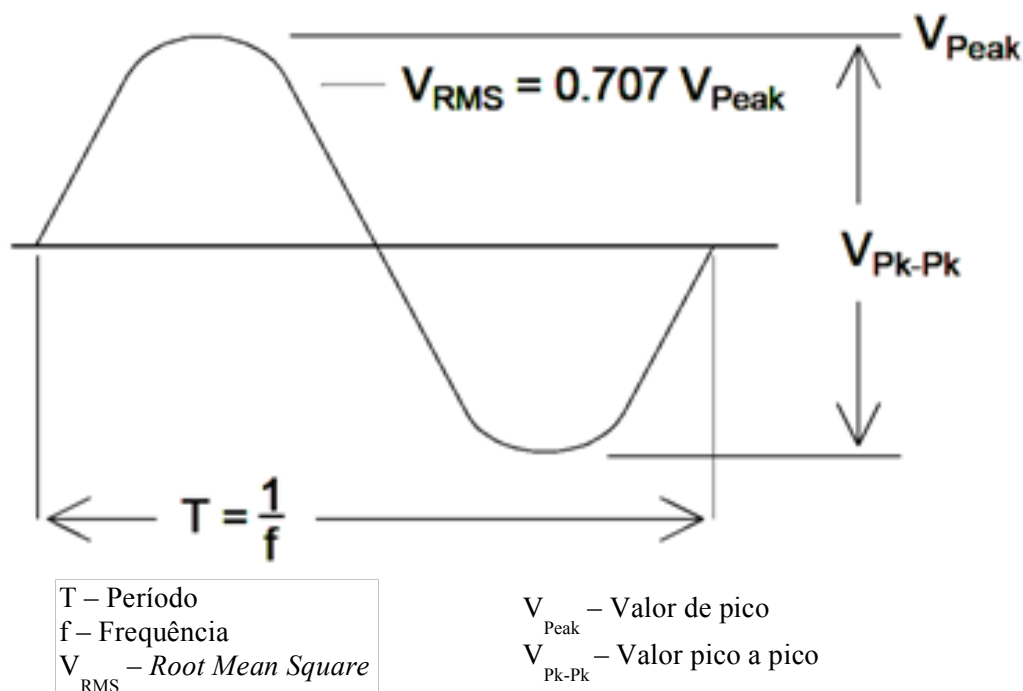
A análise espectral é o modo mais comum para interpretação de níveis de vibração. Num espectro de frequência os níveis de vibração são representados sob a forma de picos de amplitude para diferentes frequências [39].

A relativa velocidade de rotação de turbinas eólicas traduz-se numa limitação no diagnóstico prematuro de falhas utilizando o método da monitorização de vibração. Neste sentido, o método de emissão acústica, que deteta as ondas de *stress* superficial geradas pela fricção de componentes em falha, tem sido considerada recentemente uma melhoria apropriada para os métodos clássicos baseados na vibração de monitorização multissensorial para diagnóstico de redutores de engrenagens, especialmente para deteção antecipada de *pitting*, fissuras e outras falhas potenciais [50].

### **Severidade das vibrações mecânicas**

Os níveis de vibração podem ser quantificados diferentes formas.

Na Figura 3.3 estão ilustrados o valor pico a pico, valor de pico e RMS (*Root Mean Square Amplitude*) de uma onda sinusoidal.



**Figura 3.3 – Valor pico a pico, valor de pico e RMS de uma onda sinusoidal [51].**



O valor de pico a pico traduz o percurso máximo efetuado pela onda e é uma métrica utilizada para prever a falha no equipamento tanto com grande antecedência como pouco antes da ocorrência da falha. O valor de pico é utilizado para identificar choques de curta duração, contudo não tem em conta o histórico da onda no tempo e somente indica a ocorrência do pico.

O RMS é uma medida da energia de uma onda. É a raiz quadrada da média dos quadrados dos valores da onda. O valor de RMS é proporcional à área debaixo onda (ratificando os valores negativos). Assim, numa senoide pura, o valor de RMS é 0.707 vezes o valor de pico (em inglês *peak value*), mas isto só é verdade em ondas sinusoides puras, que ocorrem raramente no mundo das vibrações mecânicas. Mesmo assim, esta relação constitui uma boa aproximação em relação à maioria das situações reais.

O valor RMS é a medida de vibração mais utilizada pois tem em conta o histórico da onda no tempo e a energia contida. É portanto a métrica que melhor traduz a capacidade destrutiva da vibração gerada [52].

A avaliação do nível global de vibrações representa a soma das várias fontes de vibrações coletados nos pontos de medição. Os valores obtidos devem permanecer dentro de faixas admissíveis. A partir de uma tendência de evolução desses níveis de vibração é feita uma análise de frequência para identificação da origem do problema [47].

Devem ser encarados como recomendações para obtenção de pontos de referência, quando se iniciam processos de monitorização.

Os níveis de severidade são definidos para permitir uma avaliação qualitativa da vibração numa máquina rotativa e preconizar ações de manutenção efetivas.

A ISO 10816-3 separa as condições de operação em 4 níveis [53]:

- i) Nível A – Boas condições. Faixa normalmente encontrada após amaciamento, em máquinas novas ou revisadas.
- ii) Nível B – Aceitável para operação continuada. Faixa de operação normal das máquinas em boas condições de manutenção e operadas adequadamente.
- iii) Nível C – Limite tolerável. Faixa não aceitável para operação continuada. Nesta faixa deve-se operar o equipamento por um período limitado e deve-se programar uma revisão para ajustes ou consertos mais rápidos possíveis.
- iv) Nível D – Não permissível. A severidade neste nível é considerada danosa para o equipamento. Deve-se parar imediatamente e realizar uma manutenção corretiva.

Esses níveis são recomendados na norma para cada classe de máquina em inspeção. As classes contempladas na norma são as seguintes:

- i) Classe I – Pequenas máquinas (potência entre 0 e 15 kW).
- ii) Classe II – Máquinas de tamanho médio (potência entre 15 e 75 kW).
- iii) Classe III – Máquinas rotativas grandes (potência maior do que 75 kW) montadas em suportes que são rígidos na direção da medição da vibração.
- iv) Classe IV – Máquinas rotativas grandes montadas em suportes que são rígidos na direção da medição da vibração.

A Tabela 3.2 é o quadro de recomendações adaptado da norma ISO 10816.

**Tabela 3.2 – Níveis de severidade e níveis de vibração conforme a norma ISO 10816-3 [47].**

| FAIXA DE SEVERIDADE DE VIBRAÇÃO |                               | AVALIAÇÃO DA QUALIDADE PARA CLASSES DIFERENTES DE MÁQUINAS |           |            |           |
|---------------------------------|-------------------------------|--|-----------|------------|-----------|
| FAIXA                           | VELOCIDADE NOS LIMITES (mm/s) | CLASSE I   | CLASSE II | CLASSE III | CLASSE IV |
| 0,28                            | 0,28                          | A  | A         | A          | A         |
| 0,45                            | 0,45                          | A  | A         | A          | A         |
| 0,71                            | 0,71                          | A  | A         | A          | A         |
| 1,12                            | 1,12                          | B  | A         | A          | A         |
| 1,8                             | 1,8                           | B  | B         | A          | A         |
| 2,8                             | 2,8                           | C  | B         | B          | A         |
| 4,5                             | 4,5                           | C  | C         | B          | B         |
| 7,1                             | 7,1                           | D  | C         | C          | B         |
| 11,2                            | 11,2                          | D  | D         | C          | C         |
| 18                              | 18                            | D  | D         | D          | C         |
| 28                              | 28                            | D  | D         | D          | D         |
| 45                              | 45                            | D  | D         | D          | D         |
| 71                              | Acima de 45                   | D  | D         | D          | D         |

Um suporte é considerado um suporte rígido se a frequência fundamental da máquina instalada no suporte é superior à frequência principal de excitação da máquina. No caso contrário, um suporte é considerado um suporte flexível se a frequência fundamental da máquina instalada no suporte é inferior à frequência principal de excitação da máquina.

As normas internacionais, entre as quais a norma ISO referida, definem dois critérios para a interpretação de um valor global de vibração em manutenção preditiva. Por um lado pode ser avaliada a severidade da vibração por meio da medição da vibração absoluta sobre partes não rotativas. Por outro, podem avaliar-se a condição do equipamento industrial medindo diretamente a oscilação no eixo de rotação [54].

A utilização da técnica de análise do nível global de vibrações é adequada para a monitorização de muitos equipamentos e pode identificar vários tipos de problemas. Dentro da análise de vibrações, esta é a técnica de menor custo [47].

Uma das desvantagens do método é não permitir que se estabeleça um diagnóstico direcionado para a origem da falha que provocou a vibração anómala. Pelo menos numa fase posterior, existe a necessidade de uma análise da vibração num espectro de frequências, de forma a perceber exatamente qual o ponto do sistema é que está a funcionar em condições de desgaste.

A norma ISO 10816-1 regulamenta a avaliação de vibrações mecânicas através de medições em partes não rotativas [55]. A SEW-Eurodrive presta serviços de monitorização seguindo esta norma [56].

## **B – Análise de óleos lubrificantes**

A análise ao lubrificante de um equipamento industrial é uma das mais antigas técnicas de diagnóstico utilizadas em manutenção preditiva.

Esta análise pode incluir monitorização da viscosidade, da acidez e dos produtos químicos para determinar a condição dos aditivos bem com uma análise das partículas em suspensão, para verificar a existência e determinar as causas de desgaste mecânico. Estas avaliações permitem conhecer o estado da máquina e planear intervenções em conformidade [24].

As amostras de óleos lubrificantes devem ser retiradas de pontos do componente não estagnados, em intervalos de tempo regulares, e devem ser transportados para o laboratório em condições de temperatura e agitação similares. Esta última recomendação é particularmente relevante em análise de partículas devido à possibilidade de formação de camadas. A frequência de amostragem deve ser regular, arbitrada inicialmente, por exemplo uma vez por semana, e reavaliada conforme a progressão dos indicadores [47].

### **B.1 – Controlo da viscosidade**

O controlo da viscosidade é uma componente importante de programas de monitorização de óleos lubrificantes. Pequenas mudanças na viscosidade podem originar grandes prejuízos energéticos e económicos. Os níveis de variação máxima de viscosidade de lubrificante considerados aceitáveis são  $\pm 5\%$  para precaução, e  $\pm 10\%$  para situação crítica, embora se aconselhe que em aplicações de carregamentos extremamente críticos deverá ser salvaguardada a condição igualmente com um sistema de alarme [57].

Uma redução significativa na viscosidade está associada às seguintes falhas [47]:

- i) Perda do filme de óleo causando desgaste excessivo das superfícies,
- ii) Aumento do atrito mecânico que causa o consumo excessivo de energia,
- iii) Geração de calor devido ao atrito mecânico,

- iv) Vazamento interno ou externo,
- v) Aumento da sensibilidade para contaminação de partícula devido a redução do filme de óleo,
- vi) Falha do filme de óleo para altas temperaturas, altos carregamentos ou durante partidas e paragens.

Um aumento significativo na viscosidade está associado às seguintes falhas [47]:

- i) Geração excessiva de calor resultando na oxidação do óleo, lodo e desenvolvimento de verniz,
- ii) Cavitação gasosa devido ao fluxo inadequado de óleo para bombas e mancais,
- iii) Falta de lubrificação devido ao fluxo inadequado de óleo,
- iv) Chicoteamento de óleo no mancal radial,
- v) Consumo excessivo de energia para superar o atrito do fluido,
- vi) Fraca demulsibilidade,
- vii) Bombeamento fraco durante partidas a frio.

Pode medir-se a viscosidade diretamente no local ou com envios regulares de amostras para um laboratório [42].

As alterações na viscosidade dos óleos podem ter origem numa mudança na base química (mudança na estrutura molecular do óleo), ou devido à presença de contaminantes. Estas devem desencadear uma resposta proactiva da parte do profissional de manutenção e a causa do problema deverá ser investigada e corrigida. Assim, aconselham-se muitas vezes testes adicionais, tais como número de ácidos e espectroscopia infravermelha (para confirmar a incipiente oxidação), teste de contaminantes (para identificar a presença de água, fuligem glicol) ou outro teste menos comum como o teste de ultracentrifuga ou cromatografia a gás (para identificar uma mudança na base química do óleo) [47].

## **B.2 – Ferrografia**

A ferrografia define o tempo de vida útil do fluido e simultaneamente o desgaste dos demais componentes através de análises físico-químicas de elementos contaminantes.

O nome sugere a deteção de partículas ferromagnéticas em particular mas atualmente são analisados um amplo espectro de materiais por esta técnica, designadamente ligas de metais não ferrosos (cobre, alumínio, metal patente e silício) e materiais não metálicos (areia, fibras orgânicas e inorgânicas, borra e fuligem). A técnica é muito eficaz no diagnóstico do tipo de desgaste da máquina rotativa [58].

Existem duas técnicas distintas de ferrografia.

A ferrografia quantitativa, em inglês *Direct Reading Ferrography*, consiste na quantificação da ocorrência de partículas contaminantes em suspensão no óleo lubrificante, e na determinação das suas dimensões. Pretende-se assim obter uma ideia da extensão e severidade do desgaste do equipamento.

As partículas são contadas por meio de um contador de partículas, que conta as impurezas e as agrupa por classes dimensionais de uma forma expedita.

A Figura 3.4 ilustra um exemplo de contador de partículas.



Figura 3.4 – Contador de partículas Kanomax [59].

Este contador de partículas permite agrupar as impurezas em seis classes de ordens de grandeza entre os 0.3  $\mu\text{m}$  e os 10.0  $\mu\text{m}$ . Tipicamente as análises são mais simples, sendo feita uma seriação binária, por exemplo com uma classe de partículas consideradas grandes e uma outra com partículas consideradas pequenas com dimensões maiores e menores que 5  $\mu\text{m}$  [60].

A análise por ferrografia quantitativa permite ilustrar os diferentes tipos de desgaste. Os resultados obtidos são tratados estatisticamente e organizados sob a forma de gráficos [36].

Os redutores de engrenagens são os tipos de máquinas em que a monitorização por ferrografia é mais frequente, correspondendo a aproximadamente 35% do total. As restantes são bombas e compressores, turbinas, circuitos hidráulicos e motores [60].

A ferrografia analítica, em inglês *analytical ferrography* e por vezes incorretamente chamada de "ferrografia qualitativa", é uma técnica mais completa que para além da informação das dimensões, distribuição e concentração presente no ferrograma acrescenta um exame visual da morfologia e da cor das partículas. A morfologia e a cor em particular permite uma ideia mais clara das causas do desgaste [36].

Com a ferrografia analítica pode obter-se informação mais completa acerca do desgaste do equipamento a partir da amostra de lubrificante. Os instrumentos permitem um registo permanente da amostra tal como informação analítica sobre a mesma. O ferrograma é uma ferramenta preditiva importante já que permite identificar as características dos elementos de desgaste de componentes específicos e tipos de equipamento [61].

Depois da deposição de partículas no ferrograma, uma lavagem é usada para retirar o lubrificante. Evaporado o fluido de lavagem, as partículas de desgaste permanecem no substrato de vidro e estão prontas para examinação microscópica. Assim, a técnica permite obter um ferrograma que constitui um slide de partículas de desgaste para examinação microscópica posterior e documentação fotográfica [61].

Os ferrogramas são tipicamente representados por meio de fotografias, no entanto são simplificados sob a forma de esboços simplificados [36], [42].

Na Figura 3.5 encontram-se indicadas algumas classes de classificação das partículas de desgaste.

|   |  |   |  |
|---|--|---|--|
| 1 | <b>ESFOLIAÇÃO</b><br> <ul style="list-style-type: none"><li>* Escamas</li><li>* Superfície lisa</li><li>* 0,5 ~ 5<math>\mu</math>m</li></ul>                  | 2 | <b>CORTE POR ABRASÃO</b><br> <ul style="list-style-type: none"><li>* Cavacos</li><li>* Existência de areia</li><li>* 10 ~ 100<math>\mu</math>m</li></ul>                       |
| 3 | <b>FADIGA (rolamento e engrenagem)</b><br> <ul style="list-style-type: none"><li>* Esferas</li><li>* ~ Regulares</li><li>* ~ 3<math>\mu</math>m</li></ul>     | 4 | <b>ARRASTAMENTO (engrenagens)</b><br> <ul style="list-style-type: none"><li>* Superfície rugosa</li><li>* Coloração por temperatura</li><li>* &gt;20<math>\mu</math>m</li></ul> |
| 5 | <b>DESGASTE SEVERO POR DESLIZAMENTO</b><br> <ul style="list-style-type: none"><li>* Estrias</li><li>* Corte reto</li><li>* &gt; 20<math>\mu</math>m</li></ul> | 6 | <b>PARTÍCULAS DIVERSAS</b><br> <p>Areia</p> <p>Polímeros de fricção</p>  |

Figura 3.5 – Classificação das partículas de desgaste [36], [42].

Os ferrogramas são tipicamente analisados num microscópio a que se dá o nome de ferrosκόpio e que combina características de microscópios biológico e metalúrgico.

Este equipamento utiliza fontes de luz tanto refletidas como transmitidas em separado ou simultaneamente. Por forma a distinguir as dimensões, composição, forma e textura das partículas metálicas e não metálicas são utilizados filtros verdes, vermelhos e polarizadores [61].

As partículas em suspensão no óleo lubrificante evidenciadas nos ferrogramas possuem características diferenciadas que permitem agrupá-las quanto às condições da sua gênese, isto é, tanto em relação ao componente do qual são originárias, como quanto ao tipo de defeito ou desgaste que ocorreu.

As características analisadas são a morfologia, as dimensões, a cor, textura e o tipo de material (ferroso ou não ferroso) das partículas metálicas.

Frequentemente encontram-se também detritos não metálicos (como é o caso da sílica) depositados no substrato de vidro analisado. Estes caracterizam-se pelas suas propriedades de reflexão de luz [42].

Na Figura 3.6 podem ver-se alguns exemplos de partículas observadas por ferrografia.



**Figura 3.6 – Exemplos de partículas observadas por ferrografia (ampliação 500×) [60].**

Ao estabelecer correlações entre as propriedades das partículas de desgaste observadas e as condições nas quais estas se formam é possível classificá-las segundo classes.

### **Partículas ferrosas resultantes de desgaste por atrito**

Estas partículas são formadas pelo deslizamento normal entre duas superfícies metálicas.

Distinguem-se pela sua morfologia de plaquetas delgadas planas e lisas. Têm pequenas dimensões, tipicamente menos do que 15 µm na dimensão principal.

O desgaste por atrito é muitas vezes potenciado pela contaminação do fluido lubrificante por agentes externos. Uma situação deste género poderá ocorrer, em particular, em redutores de engrenagens em que ocorra desgaste dos retentores. É mais um exemplo de como a falha num componente pode comprometer todo o sistema. Nestes casos verifica-se um aumento da velocidade com que as partículas de desgaste são geradas, o que leva a uma maior concentração no ferrograma. Não é

infrequente verificar-se, na sequência deste aumento da velocidade de desgaste, a deposição de partículas de maiores dimensões (estas podem ultrapassar os 100  $\mu\text{m}$ ) [42].

Neste sentido, e mesmo havendo uma hipótese muito reduzida de ocorrência de falha catastrófica, deverão ser tomadas precauções adicionais na análise da condição da máquina rotativa. Especificamente, um cuidado adicional com a velocidade de deterioração da condição do equipamento complementando o conhecimento da própria condição permitirá ter uma visão mais completa da problemática envolvida [61].

Não deve haver rugosidade visível na superfície do detrito e a espessura deve ser igual ou inferior a 1  $\mu\text{m}$ .

### **Partículas ferrosas resultantes do desgaste severo por deslizamento**

Este tipo de partículas pode formar-se devido a condições de carregamento excessivo na superfície, devido a altas velocidades de funcionamento da máquina rotativa ou devido a lubrificação deficiente.

Quanto à morfologia, as partículas são tipicamente finas, e a dimensão principal é maior do que no caso das partículas de desgaste por atrito (até 20  $\mu\text{m}$ ). São caracterizadas pela presença de estrias na superfície provocadas pelo deslizamento [42].

Deslizamento severo de componentes de aço dá muitas vezes origem a partículas de cor azul, castanha ou amarelo palha. A severidade do desgaste, correlacionada com a temperatura da partícula traduz-se na sua cor que varia de amarelo palha para castanho e finalmente azul com o aumento da temperatura [42].

### **Partículas ferrosas resultantes do desgaste por corte**

De um modo genérico, este tipo de desgaste acontece quando uma superfície idênta, corta ou penetra outra. Um componente relativamente duro pode ficar desalinhado ou fraturado, levando a penetração de uma superfície com uma dureza inferior por uma aresta.

As partículas deste tipo destacam-se imediatamente pela grande semelhança com aparas de maquinaria, embora com dimensões numa ordem de grandeza muito abaixo. Podem variar muito no comprimento, desde aproximadamente 5  $\mu\text{m}$  até maiores que 100  $\mu\text{m}$ , com larguras entre os 2 e os 5  $\mu\text{m}$  [42].

Esta abrasão também pode estar relacionada a existência de materiais contaminantes de dureza superior à superfície que recebe a indentação.

O tamanho máximo das partículas geradas desta forma é proporcional ao tamanho das partículas abrasivas no lubrificante. Podem ser geradas partículas muito finas, com morfologias tipo fio e com espessuras em alguns casos de apenas 0,25  $\mu\text{m}$ . Ocasionalmente, poderão ser geradas partículas maiores, da ordem dos 5  $\mu\text{m}$  de comprimentos por 25  $\mu\text{m}$  de espessura, devidas à presença de inclusões de contaminantes duros numa das superfícies desgastadas [61].



A presença de partículas de desgaste devido ao corte é um indicador de funcionamento anormal da máquina e recomenda cuidado adicional por parte do profissional de manutenção.

Detritos deste tipo de pequenas dimensões e depositados num ferrograma em pequenas concentrações e dispersos entre detritos de outros tipos não indicam necessariamente um desgaste anormal dos equipamentos. Por outro lado, se a quantidade ou o tamanho das partículas aumentarem muito com a utilização da máquina, é expectável a falha de um componente e aconselha-se a inspeção mais diligente do equipamento. Uma vez mais, a métrica mais reveladora é a direção dos valores, em vez dos valores em si.

### **Partículas ferrosas resultantes de fadiga de materiais**

Partículas devido a fadiga podem ter a sua génese em redutores de engrenagens ou nos contactos de chumaceiras de rolamento.

### **Partículas resultantes de fadiga em redutores de engrenagens**

Os redutores de engrenagens apresentam uma combinação de rolamento e escorregamento e as partículas devido a fadiga são geradas nos pontos de contato dos dentes da engrenagem.

Numa situação em que o redutor apresenta boa condição, as partículas resultantes da fadiga têm tipicamente superfícies lisas com extremidades irregulares e uma relação comprimento espessura de 10:1 [42].

À medida que o desgaste e as tensões superficiais aumentam, o comprimento e a espessura tendem a aproximar-se em dimensão, resultando a génese de partículas sem formas e que são difíceis de focar em simultâneo no microscópio ótico.

### **Partículas resultantes da fadiga de chumaceiras de rolamento**

A fadiga de chumaceira de rolamentos origina três tipos distintos de partículas: partículas esféricas, partículas em formas de pequenas aparas e partículas laminares.

### **Partículas esféricas resultantes da fadiga de chumaceiras de rolamento**

Partículas esféricas resultantes da fadiga de chumaceiras de rolamento são formadas antes que a maior parte dos outros tipos de partículas e por isso dão um alerta relativamente precoce de uma provável falha.

As partículas esféricas geradas por contato dos elementos rolantes têm dimensões compreendidas entre 1  $\mu\text{m}$  e 10  $\mu\text{m}$ , e a quantidade de ocorrência é um indicador da severidade do desgaste na situação de operação considerada [42].

De facto, detritos esféricos muito dispersos em amostras com outras partículas não indicam uma situação de uso adversa. Desde que se controle a velocidade com que a ocorrência destes ocorre, o conjunto de componentes utilizado poderá continuar em operação sem originar uma situação de falha [61].

Para a fadiga de contactos rolantes, podem surgir partículas esféricas devidas à erosão provocada por cavitação, ou a processos de soldadura e de retificação. Porém estas partículas possuem geralmente dimensões muito superiores (entre 1  $\mu\text{m}$  e 100  $\mu\text{m}$ ) o que permite diferenciar as duas proveniências numa amostra de lubrificante. Hoje em dia, alguns óleos contêm partículas esféricas adquiridas durante o contacto com o recipiente de processo industrial [42].

### **Partículas em forma de aparas resultantes da fadiga de chumaceiras de rolamento**

Partículas de fadiga em forma de aparas ou de lascas são formam-se quando um contacto rolante é lascado.

Têm grandes dimensões (até 100  $\mu\text{m}$ ) sendo que estas aumentam quando ocorre a falha da superfície [42].

### **Partículas laminares resultantes da fadiga de chumaceiras de rolamento**

As partículas laminares são resultado da passagem de uma partícula de desgaste entre os elementos rolantes. Originam-se detritos em forma de placas bastante compridas (até 70  $\mu\text{m}$  na dimensão principal), e muito finas (com uma proporção entre o comprimento e a espessura de aproximadamente de 40:1) [42].

Uma característica morfológica recorrente neste tipo de detritos é a presença de cavidades circulares ou alongadas que permitem a passagem de luz e facilita a sua identificação ao microscópio.

Uma vez mais, a experiência do operador permitirá distinguir situações de pouca prevalência de detritos, perfeitamente natural, de situações de desgaste adverso de operação. Nestas situações de iminência de falha catastrófica ocorre frequentemente um aumento da velocidade de ocorrência de detritos laminares em conjugação com um aumento das partículas esféricas presentes.

### **Partículas metálicas não ferrosas**

Utiliza-se um depositador rotativo de partículas para depositar partículas metálicas não ferrosas. Tipicamente os detritos são separados dos restantes porque ficam no anel externo, por centrifugação, enquanto os metais ferrosos tendem a ser atraídos magneticamente para o centro do separador de partículas.

As partículas produzidas por metais não ferrosos partilham em grande parte das características observadas para os seus equivalentes ferrosos. Existem exemplos de desgaste por atrito, de desgaste por corte, e de elevadas tensões no deslizamento. O indicador morfológico que permite distinguir mais imediatamente se se trata de uma partícula de metal ferroso ou não é a sua cor.

### **Partículas de cobre**

As partículas de cobre apresentam tipicamente uma coloração rosa salmão. Apresentam uma grande amplitude dimensional, variando entre os 2  $\mu\text{m}$  e os 100  $\mu\text{m}$  ou mais. A forma do detrito está relacionada com os mecanismos de desgaste mencionados acima [42].

Por vezes encontram-se partículas de cobre soldadas a outras partículas metálicas.

### **Partículas de bronze ou latão**

As partículas de latão apresentam uma cor amarelo ouro e as de bronze uma cor de amarelo ou cor-de-rosa escuro. As características topográficas são determinadas, uma vez mais, pelo mecanismo de desgaste.

### **Partículas de crómio**

As partículas de crómio surgem com coloração prata brilhante.

Tipicamente apresentam superfícies lisas, têm dimensões inferiores a 50  $\mu\text{m}$  e exibem microfissuras [42].

### **Partículas de níquel**

Idênticas às partículas de crómio, as partículas de níquel exibem a mesma coloração prata brilhante e têm dimensões entre os 5  $\mu\text{m}$  e os 50  $\mu\text{m}$  [42].

Uma diferença é no entanto o facto de possuírem superfícies mais regulares em relação às primeiras.

Devido às suas propriedades eletromagnéticas, e ao contrário das outras partículas metálicas não ferrosas, o níquel é encontrado no anel interno do depositador rotativo de partículas [61].

### **Partículas de alumínio**

As partículas de alumínio são relativamente grandes quando comparadas com as outras apresentadas, variando entre os 25  $\mu\text{m}$  e os 500  $\mu\text{m}$  [42].

Exibem uma coloração prateada acinzentada quando examinadas com luz refletida.

Têm uma aparência rugosa, devido à irregularidade característica das superfícies destes detritos.

### **Partículas não metálicas**

Existem outros tipos de partículas não metálicas que podem ser encontradas depositadas e cuja morfologia se encontra descrita. Para além de contaminantes ferrosos e não ferrosos pode encontrar-se óxidos, materiais cristalinos não metálicos e materiais amorfos não metálicos (como areia, pó e fibras). A identificação destas partículas é realizada com recurso aos filtros polarizadores do ferrocópio.

Muitas vezes integra-se com a técnica de análise de vibração no sentido de gerar soluções mais completas e integradas de monitorização dos desgastes nos equipamentos.

Determinadas as partículas, os resultados são interpretados e correlacionados com os tipos de desgaste associado. Esta interpretação permite preconizar os passos seguintes a incorporar no plano de manutenção.

Tal como nas demais técnicas de diagnóstico, os resultados obtidos pela análise de óleos fornecem dados da condição que irão desencadear uma resposta mais informada do profissional de manutenção.

Partículas contaminantes são consideradas genericamente a causa mais significativa do desgaste anormal de componentes. O desgaste iniciado por contaminantes origina a formação de partículas de maiores dimensões. Assim, a taxa de formação destas partículas é dependente das condições de estanquicidade do sistema lubrificado, mas também do bom funcionamento dos filtros nos respiradores, no caso dos redutores de engrenagens. Independentemente do isolamento impecável do meio externo, as partículas geradas internamente, pelo desgaste os componentes é suficiente para desencadear o ciclo de desgaste. De facto, qualquer partícula gerada que se desloca no lubrificante é, tecnicamente, um contaminante [61].

### **C – Termografia**

A termografia é uma técnica de diagnóstico que permite gerar imagens com a informação da temperatura de um determinado equipamento. A temperaturas superiores ao zero absoluto todos os corpos emitem energia sob a forma de radiação e em proporção à temperatura do corpo [24], [38], [62], [63].

Assim, decompondo uma imagem de um objeto numa malha de pontos e detetando o espectro de radiação infravermelha emitido em cada ponto dessa malha é possível representar graficamente as diferentes temperaturas como variações da cor [64].

Na Figura 3.7 encontra-se um exemplo de utilização de termografia.



**Figura 3.7 – Exemplo de aplicação de termografia na indústria [56].**

A alteração da condição de funcionamento de uma máquina rotativa traduz-se quase sempre na variação da sua temperatura. Com a utilização desta técnica é possível quantificar essas alterações de temperatura e utilizar a correlação descrita para determinar a aproximação de eminência de falhas catastróficas evitando por um lado a falha e por outro a reparação excessiva e as paragens do processo desnecessárias [64].

Numa situação menos crítica, é possível verificar o funcionamento em condições atípicas que provoquem perdas de rendimento energético e antecipar reparações se os custos energéticos acrescidos pela deterioração da condição o justificarem.

As leituras de radiação são decodificadas numa imagem em escala de cores através da utilização de uma câmara termográfica. As cores quentes indicam altas temperaturas, e as cores frias indicam baixas temperaturas [38].

Outro equipamento utilizado para obter leituras de temperatura sem contacto é um termómetro de infravermelhos, mas tem inconveniente de registar valores de um só ponto. Por oposição, aparelhos de termografia conseguem registar até 3600 pontos em simultâneo, fazendo destas imagens um registo de informação muito mais útil [38].

A principal aplicação deste método é a identificação de pontos de possíveis falhas, de modo a possibilitar ações antes que ocorram, não sendo necessária a desmontagem de componentes, neste caso do redutor, e sobretudo para poder planear uma manutenção corretiva de uma forma programada,

O ponto mais quente e a evolução da sua temperatura, identificados pela análise da imagem da termografia, podem ser observados e permitem estimar a condição da máquina e medir o custo de oportunidade de uma intervenção. Para isso, é tomado em conta o impacto de uma possível paragem de manutenção nas condicionantes de determinada aplicação industrial [39].

Como se notou no capítulo 3, torna-se evidente que a termografia é uma técnica ao serviço da manutenção preditiva, representando um salto qualitativo definitivo em relação aos paradigmas da manutenção corretiva e da manutenção preventiva pelos instrumentos de planeamento que oferece aos técnicos de manutenção nas suas tomadas de decisão.

Os pontos a uma temperatura considerada crítica são determinados para valores admissíveis de funcionamento num determinado regime em função das normas ou recomendações de fabricantes e do componente em análise [37].

Este tipo de equipamento permite avaliar problemas de ventilação que possam permitir o sobreaquecimento numa máquina. No caso de motores elétricos, a câmara termográfica pode evidenciar problemas em rolamentos manifestados num aumento de temperatura na secção correspondente. Também podem ser verificados os conectores dos motores de uma forma análoga [38].

Em determinadas aplicações, existem componentes em funcionamento em condições não ideais mas que não manifestam essa deficiência sob a forma de vibrações mecânicas adicionais. Estes casos em que as técnicas de análise de vibrações retornam falsos negativos, sugerem a combinação da análise da evolução de temperatura dos equipamentos, que a termografia pode oferecer [65].

De facto, a análise termográfica é tipicamente utilizada em combinação com outros processos de monitorização, apresentando em relação a estes duas vantagens principais [63].

A primeira vantagem é o facto de não haver interferência no processo produtivo. Pelo contrário, a monitorização tem que ser feita durante o funcionamento da máquina para que as medições de temperatura tenham utilidade. Minimiza-se qualquer risco do equipamento ou na segurança do operador que conduz o estudo.

A segunda vantagem prende-se com o investimento relativamente baixo no equipamento quando comparando com as extensões benéficas que este investimento proporciona. A implementação do processo permite reduzir significativamente os custos com equipamentos e componentes, ao antecipar falhas e acabar com manutenção desnecessárias.

Outra vantagem é o facto de a informação ser lida e interpretada de forma imediata.

Este tipo de técnica tem um custo elevado. Uma câmara de termografia pode ter um custo de quinze mil euros, dependendo das funcionalidades pretendidas [38].

No entanto, uma única câmara de termografia pode ser utilizada em muitos de equipamentos [38].

Portanto em instalações com um grande número de máquinas rotativas a amortização do custo do investimento na aquisição da câmara será progressivamente mais rápida, viabilizando o investimento. Em todo caso, fazer uma avaliação das necessidades é determinante para justificar a compra.

A subcontratação do serviço a uma empresa externa para realizar o diagnóstico por termografia tem custos na ordem novecentos euros por dia [24].

Embora a termografia não seja a técnica mais usual para diagnóstico para manutenção preditiva, esta pode ser uma ferramenta auxiliar e complementar à análise de vibração para a deteção de desalinhamento de veios [62].

Existe uma relação de linearidade entre a geração de calor no elemento flexível do acoplamento e a amplitude de desalinhamento [62].

Esta relação só pode ser observada sob condições controladas [62]:

- i) Arranque a frio e tomada de imagem no máximo ao fim de dez minutos
- ii) Elevados valores de desalinhamento pelo facto do acoplamento receber mais calor do motor elétrico do que da geração de calor devido ao desalinhamento dos veios, se o desalinhamento for pequeno.

A segunda condição em particular é problemática, porque os valores de desalinhamentos requeridos para gerar calor significativo são frequentemente superiores aos limites de tolerância. Isto determina a

inviabilidade do uso da termografia como técnica generalizada de diagnóstico do desalinhamento de veios em aplicações industriais.

## **D – Endoscopia**

A endoscopia é uma técnica de diagnóstico de condição de equipamentos industriais. Consiste na introdução de uma sonda no interior do aparelho a analisar por forma a visualizar o seu interior e os componentes.

As sondas tipicamente utilizadas, chamadas de videoscópios, são constituídas por uma câmara na extremidade de um cabo de fibra ótica que transmite as imagens recolhidas para um visor numa unidade portátil transportada pelo operador.

O objetivo da inspeção é ter uma ideia completa da condição de todos os componentes do redutor de engrenagens. O perigo de danos que poderiam levar à falha (por exemplo nos dentes das engrenagens ou nas chumaceiras de rolamentos) pode ser detetado num estado inicial e assim evitado [66].

A endoscopia permite observar as principais falhas em redutores de engrenagens, nomeadamente micro e macro *pitting*, falhas por fadiga e falhas por atrito [67].

Em particular, a endoscopia é utilizada para fornecer aos clientes suporte técnico em matérias relacionadas com a garantia de equipamentos. Alguns tipos de desgaste são extremamente inflacionados devido a manutenção incorreta, o que abre oportunidades para o proprietário da máquina requerer liquidação dos danos à seguradora. Em inspeções de final de garantia, endoscopias do redutor de engrenagens são frequentemente realizadas como complemento às restantes técnicas de diagnóstico [67].

As vantagens desta técnica são fundamentalmente duas. Em primeiro lugar, uma maior facilidade em efetuar inspeções em componentes ou superfícies de difícil acesso, dispensando a desmontagem do equipamento [66]. Em segundo lugar é possível recolher e registar imagens e vídeos, que podem ser anotados e comentados e acrescentam informação valiosa para os profissionais de manutenção. Os resultados para os motores elétricos, chumaceiras de rolamento, redutores de engrenagens e amortecedores do redutor permitem são tipicamente compilados em relatórios da revisão [67]–[69].

As chumaceiras de rolamentos estão tipicamente sujeitas ao escrutínio do profissional de manutenção, e os endoscópios devem ser selecionados ou adaptados conforme as localizações e tipos de rolamentos. Podem ser inseridos no interior do rolamento e registar pequenos defeitos nos elementos rolantes e nos anéis interno e externo. Uma adaptação que utilizada é usar um tubo guiador de polímero de memória de forma customizado para as necessidades da aplicação [68].

Na manutenção de turbinas eólicas é vantajosa a utilização de endoscopia para inspeção dos redutores de engrenagens. Em vez de ter que descer a máquina de grandes dimensões com uma grua é possível fazer um controlo da condição *on site*, o que representa poupanças significativas.

Na Figura 3.8 podemos ver um exemplo de utilização de endoscopia na indústria.



**Figura 3.8 – Utilização de endoscopia no diagnóstico da condição de um redutor de engrenagens [66].**

A inspeção dos dentes de engrenagens é um processo que lida com condições de visibilidade adversas. Os redutores de engrenagens são lubrificados com óleos que se mantêm no cárter em abundância, mesmo depois da paragem para inspeção. De forma a manter a lente limpa de óleo, alguns aparelhos permitem montar tubos delgados de arejamento que injetam ar comprimido para uma limpeza das superfícies internas da máquina. Mesmo se a extremidade da sonda for suja com óleo, pode ser removida remotamente com injeção de ar, eliminando a necessidade de retirar o cabo de fibra ótica para ser limpo. Também é possível instalar nos endoscópios adaptadores óticos para pequenas distâncias de focagem, ou utilizar tubos guiadores com *LEDs* que podem ser dobrados consoante as necessidades do operador [68].

Para além dos métodos de diagnóstico abordados nas últimas secções, vale a pena referir ainda detetores ultrassónicos e aparelhos raio-x como ferramentas auxiliares, embora menos frequentes, para inspeções industriais. Detetores ultrasónicos de falha permitem detetar danos internos de uma máquina, por exemplo nas pás de uma turbina. Analisadores Raio X permitem clarificar o tipo, dimensão e quantidade de detritos existentes em amostras de óleo lubrificante colhidas nos redutores.

### **3.3. Abordagem à manutenção de acionamentos eletromecânicos pela SEW-Eurodrive**

O problema no qual se centrou o presente trabalho é o da importância da manutenção na eficiência energética. Especificamente na SEW-Eurodrive, a manutenção do conjunto moto-redutor é centrada em quatro componentes principais:

- i) Motor elétrico,
- ii) Lubrificante,



- iii) Chumaceiras de rolamentos,
- iv) Acoplamentos, isto é, ligação à máquina.

As ações de inspeção e manutenção no motor elétrico consistem em verificar ligações dos cabos de alimentação (a existência de cabos mal ligados provoca perdas localizadas que diminuem a eficiência do sistema), identificar desequilíbrio entre fases (a existência de desequilíbrio entre fases contribui para o aumento do consumo do motor elétrico), relubrificação da chumaceira de chumaceira de rolamentos (se aplicável) (chumaceira de chumaceira de rolamentos com deficiente lubrificação fazem aumentar as perdas por atrito, diminuindo o rendimento do motor elétrico), verificar a equilibragem dos rotores (a existência de rotores desequilibrados (não balanceados) leva ao aumento do nível de vibração e das perdas por atrito, diminuindo o rendimento do motor elétrico), verificar/ajustar o entre ferro dos freios (Caso a distância entre ferro dos freios seja demasiado baixa, poderá haver um aumento do atrito entre discos, diminuindo o rendimento do motor elétrico/do conjunto), verificar o estado da turbina de arrefecimento (a existência de desequilíbrio/danos na turbina de arrefecimento pode aumentar o nível de vibração e as perdas por atrito), limpar/desimpedir o fluxo de ar de arrefecimento do motor (a existência de obstruções ao fluxo de ar de arrefecimento do motor diminui o seu rendimento), durante uma intervenção é necessário acautelar a qualidade das rebobinagens (uma rebobinagem que não cumpra as boas práticas pode levar ao aumento do consumo do motor elétrico, após reparação).

As ações de inspeção e manutenção no lubrificante são controlar a viscosidade e consequentemente a película de lubrificante de forma a evitar o contacto metal/metal (com a perda de viscosidade e existência do contacto metal/metal, aumentam as perdas por atrito e diminui o rendimento do redutor), controlar o envelhecimento por oxidação do lubrificante (com a perda de viscosidade e existência do contacto metal/metal, aumentam as perdas por atrito e diminui o rendimento do redutor), verificar se o tipo de lubrificante (mineral ou sintético) está de acordo com a aplicação (controlar o comportamento do lubrificante a altas temperaturas (controlo da perda de viscosidade com o aumento de temperatura e evitar o contacto metal/metal e consequentemente o aumento das perdas por atrito)), controlar o nível de lubrificante; (nível Alto: Aumentam as perdas por atrito (hidrodinâmico) dentro da caixa redutora, nível Baixo: Aumentam as perdas por atrito metal/metal).

As ações de inspeção e manutenção na chumaceira de rolamentos são controlar o aparecimento de danos na chumaceira de rolamentos (o aparecimento de danos na chumaceira de rolamentos faz aumentar as perdas por atrito dentro da caixa e consequentemente diminui o rendimento da unidade), durante uma intervenção/manutenção, necessário montar as chumaceiras de chumaceira de rolamentos com as folgas indicadas pelo fabricante do equipamento (o não cumprimento das folgas de montagem

pode contribuir para o aumento de vibração dentro da caixa redutora e consequentemente para o aumento das perdas por atrito).

As ações de inspeção e manutenção na ligação à máquina são controlar a existência de desalinhamentos (a existência de desalinhamentos faz aumentar a vibração dos equipamentos aumentando o atrito entre os vários componentes, diminuindo assim o rendimento do conjunto), respeitar as distâncias de montagem dos acoplamentos (um acoplamento mal montado pode contribuir para o aumento de cargas aplicadas ao moto/redutor, o aumento do nível de vibração do conjunto, e consequentemente para o aumento de perdas por atrito).

Em conclusão, para que um equipamento de elevada eficiência mantenha a sua performance, durante o seu ciclo de vida, terá de ser alvo de um plano de inspeção e manutenção rigoroso. O não cumprimento das ações de inspeção e manutenção de um acionamento eletromecânico leva à sua degradação prematura e à diminuição do seu rendimento. A implementação de um programa de eficiência energética segundo diretivas da SEW-Eurodrive obriga ao cumprimento de um plano de inspeção/manutenção rigoroso aos equipamentos instalados.

## **4. Sistemas de acionamentos eletromecânicos**

A designação de acionamentos é atribuída a sistemas que utilizam energia para produzir movimento. Estes sistemas consistem em atuadores, que são motores de diversos tipos ligados às máquinas que se pretende movimentar, frequentemente regulados por dispositivos que ajustam as condições de operação às exigências dos sistemas movidos [70].

Os acionamentos têm funções essenciais em variadas indústrias e serviços, com destaque para os transportes, e as indústrias extrativas e transformadoras. Numa escala mais pequena, são exemplos de aplicações o equipamento informático e os aparelhos eletrodomésticos entre outros.

### **4.1. Motores elétricos**

#### **4.1.1. Caracterização e classificação**

Um motor elétrico é uma máquina elétrica cuja função principal é transformar a energia elétrica em energia mecânica.

Devido à relativa facilidade de armazenagem de energia elétrica, os motores elétricos têm um papel central na indústria. Têm a vantagem adicional de serem programáveis eletronicamente e terem tempos de resposta de operação à escala digital em vez da escala analógica (como é o caso dos motores de combustão).

O motor é constituído por:

- i) Estator, parte estática do motor que tem chumaceira de rolamentos de fios de cobre.
- ii) Rotor, componente móvel do motor cuja corrente elétrica provoca uma força eletromotriz (FEM).
- iii) Blindagem, invólucro protetor do motor.
- iv) Chumaceira de rolamento, situada entre o estator e o rotor, mantém o motor em equilibragem dinâmica.

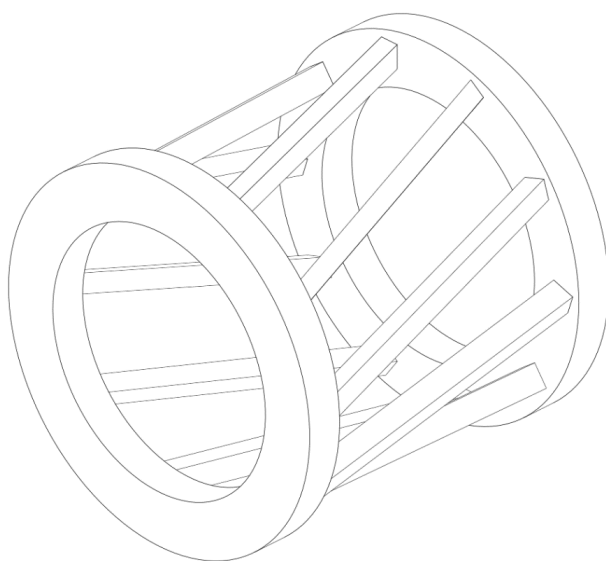
Os motores elétricos são frequentemente classificados consoante o tipo de corrente que utilizam, em motores de corrente contínua (CC) ou de corrente alternada (CA).

Os motores de CC têm um custo muito superior por necessitarem de um retificador de corrente quando a fonte é corrente alterna e por custos de instalação acrescidos. Como a distribuição de energia elétrica é feita em CA, em aplicações industriais utilizam-se motores de indução trifásicos. Destacam-se de entre os demais tipos de motores por serem mais baratos, mais robustos e mais compactos quando comparados com máquinas de corrente contínua e síncrona da mesma potência [71].

Na Figura B-1e na Figura B-2 está esquematizada uma classificação de máquinas elétricas possível.

As máquinas de indução não funcionam a velocidade síncrona. Uma máquina elétrica diz-se assíncrona quando a velocidade de rotação não é proporcional à frequência de alimentação, isto é, quando a velocidade do rotor (denominada de velocidade síncrona) é menor do que a velocidade do campo girante induzido. Este desfasamento entre as duas velocidades é chamado de escorregamento, e aumenta com a carga no veio do rotor.

O rotor assíncrono pode ser do tipo bobinado ou do tipo gaiola de esquilo, o qual se encontra representado na Figura 4.1.



**Figura 4.1 – Rotor de um motor tipo gaiola de esquilo [71].**

Este tipo de rotor é o mais utilizado em máquinas de indução porque não tem contactos elétricos, não sofre desgaste e dispensa manutenção.

O espaço entre o rotor e o estator é designado de entreferro e pretende-se que seja o menor possível.

O princípio de funcionamento dos motores de CA é do campo girante. O rotor está imerso num campo girante produzido pelo estator. Este campo induz uma FEM nos fios do rotor. A interação entre o campo girante produzido no estator e o campo magnético produzido no rotor gera momento de rotação e esse momento de rotação traduz-se numa rotação do veio de saída do motor.

Um subtipo de motores elétricos são os servomotores. Um servomotor é um motor que gera um movimento regulado por um contrato eletrônico. É constituído pelo atuador, que consiste no motor-reductor, num sensor que determina a posição do veio (potenciômetro) e num circuito de controlo, normalmente composto por um oscilador e um PID que interpreta a posição do veio e determina a operação do atuador.

Os servomotores estão limitados a um movimento de 180°, enquanto os motores convencionais giram completamente sobre si. A vantagem principal dos primeiros é a elevada precisão e controlo do movimento. São tipicamente motores síncronos, funcionando em CC (necessitam de um transformador não podendo ser ligados diretamente à rede, mas utilizam alimentação trifásica). Funcionam a grandes velocidades de rotação (3000 a 6000 rpm) e suportam momentos de rotação consideráveis. Para certas aplicações industriais (de grande porte), existem servomotores que utilizam motores de indução CA.

Para os motores elétricos, a eficiência energética é definida como a razão entre a potência útil no veio do motor e a potência elétrica consumida pelo equipamento.

Para compradores de equipamento industrial que reconheçam que os custos de posse são mais significativos do que os custos de aquisição, a eficiência energética é um fator extremamente importante.

#### **4.1.2. Principais causas de falhas e avarias em motores elétricos**

Estima-se que 92% das falhas em motores elétricos ocorram durante o arranque. A maioria destas falhas é devida a baixa resistência. Falhas mecânicas e de sobrecargas de corrente também são extremamente comuns [72].

Os motores têm que ser alvo de manutenção regularmente porque precisam de estar em operação a toda a hora. Um pequeno problema pode causar grandes perdas para a organização e também se pretende garantir uma operação eficiente.

Existem seis causas principais de falhas de motores elétricos. Sobrecargas de corrente, baixa resistência, sobreaquecimento, poeira, humidade e vibração [72].

A sobrecarga acontece porque em diferentes condições de operação por vezes os aparelhos elétricos extraem mais energia da rede do que a que têm capacidade para consumir. Este evento imprevisível acontece muito subitamente e vai ter um grande impacto no motor. Para evitar a sobrecarga, existem alguns dispositivos que podem ser instalados. Estes dispositivos são tipicamente ligados ao circuito elétrico e absorvem automaticamente a quantidade adicional de corrente no circuito.

A maior parte das falhas em motores elétricos ocorrem devido à baixa resistência de isolamento. Esta questão é considerada a mais difícil de resolver. Nas fases iniciais da instalação do motor, a resistência de isolamento é tipicamente mais de mil megaohms. Depois de algum tempo, o desempenho do isolamento começa a degradar-se a um nível alarmante devido ao decaimento da resistência. Depois de muita pesquisa, foi encontrada uma solução que pode evitar falhas de baixa resistência. Existem dispositivos automáticos testam periodicamente a resistência de isolamento e garantem a rotação do equipamento instalado que impede estas falhas. É importante que a condição de isolamento seja monitorizada em intervalos regulares.

Na Figura 4.2 pode ver-se um motor elétrico que apresenta defeitos de isolamento causados por um pico de tensão. Este fenómeno decorre tipicamente da comutação de circuitos de força, descargas atmosféricas, descargas de condensadores ou de dispositivos de semicondutores.



**Figura 4.2 – Motor elétrico queimado por pico de tensão [73].**

O calor excessivo em motores elétricos podem causar uma série de problemas de desempenho. Este sobreaquecimento faz com que o isolamento dos enrolamentos se deteriore rapidamente. Para cada aumento de dez graus centígrados na temperatura, a vida de isolamento é reduzido para metade. Concluiu-se que mais de 55% das falhas de isolamento são causadas pelo sobreaquecimento. O sobreaquecimento ocorre devido a uma série de fatores. Os motores elétricos são projetados tendo em vista uma determinada temperatura de funcionamento. Se o motor for iniciado com uma corrente de operação superior à de projeto vai começar a operar numa condição muito mais quente do que a temperatura igualmente projetada. É extremamente importante que as correntes elétricas fornecidas aos motores sejam correspondentes aos valores ideais. O sobreaquecimento também ocorre quando um motor elétrico é forçado a operar num ambiente de alta temperatura. Isto reduz bastante a taxa à qual o calor é conduzido, por se encontrarem as duas interfaces a temperaturas mais próximas. A área onde os motores elétricos operam deve ter sistemas de refrigeração e de ventilação adequados às temperaturas de funcionamento.

O pó é uma das maiores fontes de danos em motores elétricos. As partículas podem danificar o motor ao bloquear o ventilador de arrefecimento, o que origina um aumento de temperatura. Se se depositar nos enrolamentos do motor, as poeiras também podem afetar a qualidade do seu isolamento. Devem

ser tomados passos adequados para prevenir estas inclusões no motor. Para esse efeito são frequentemente utilizados componentes que formam uma barreira.

A humidade também afeta a performance dos motores elétricos. Esta agressão do meio ao motor contribui para a corrosão dos veios, dos rolamentos e dos rotores. Este problema também pode originar falhas de isolamento. Os componentes do motor devem ser mantidos permanentemente num ambiente seco.

Existem muitas causas possíveis de vibração, tal como o desalinhamento do motor. A corrosão dos componentes também pode causar vibrações mecânicas. O alinhamento do motor deve ser verificado periodicamente por forma a eliminar este problema.

#### **4.1.3. Aspetos energéticos de motores elétricos**

##### **4.1.3.1. Perdas mecânicas em motores gaiola de esquilo**

As principais causas de perdas mecânicas são as perdas por fricção ou por variação de fluxo de ar. As perdas mecânicas estão associadas a fenómenos aerodinâmicos e de atrito complexos e é necessária verificação experimental [74].

Particularmente em motores gaiola de esquilo, podemos separar alguns componentes desta perdas em [75]:

- i) Perdas por fricção em rolamentos,
- ii) Perdas por atrito aerodinâmico no ventilador externo,
- iii) Perdas por fricção do ar no rotor e perdas no enrolamento de dois ventiladores internos,
- iv) Perdas por fricção nos retentores.

As perdas mecânicas dependem do tipo de motor. Especificamente identifica-se uma relação com as dimensões do motor e com o número de polos. As maiores possibilidades de aumento de eficiência pela diminuição de perdas mecânicas acontecem em motores pequenos de dois polos sendo de até 1% [75].

##### **4.1.3.2. Influência da manutenção corretiva e preventiva nas perdas energéticas em motores gaiola de esquilo**

A de manutenção preventiva e de manutenção corretiva em motores trifásicos de indução com rotor gaiola de esquilo bem como a avaliação de melhorias de performance que lhes correspondem – expressando essas melhorias em termos de eficiência energética são problemáticas importantes [74].

A eficiência energética de um motor após a sua reparação é um dos fatores que devem ser considerados na tomada de decisão em relação a uma ação de manutenção. Infelizmente a variação da

eficiência energética determinada por estas ações não é muito previsível. Por exemplo, embora pequenas reduções de eficiência sejam expectáveis depois da rebobinagem do motor, esta solução é muitas vezes aceitável e até recomendável já que os custos de reparação e as perdas energéticas adicionais são ainda significativamente menores do que os da compra de um novo motor [74].

Para optar nestas situações, são utilizadas algumas regras empíricas tais como descartar motores com uma eficiência energética inferior a um determinado limiar ou descartar motores com um dado tempo de serviço. O custo de reparação não deve exceder uma percentagem do preço dum novo motor, percentagem a estabelecer em cada caso face às condições de cada caso e à estratégia da empresa em que a máquina opera. Todavia é útil preconizar abordagens mais sistemáticas das tomadas de decisão [74], [76], [77].

Um dos fatores relacionados com a manutenção que influencia a eficiência energética é a qualidade da oficina que realiza a operação de manutenção.

Alguns parâmetros definidores da qualidade do serviço de reparação para cada oficina são [74]:

- i) Limpeza da oficina,
- ii) Organização e disposição da oficina,
- iii) Iluminação,
- iv) Nível de ruído,
- v) Sistema informático,
- vi) Ferramentas,
- vii) Segurança dos operadores,
- viii) Proteção contra incêndios,
- ix) Garantias,
- x) Segurança em geral,
- xi) Qualidade em geral.

O principal ponto negativo das oficinas de reparação verifica-se nalgumas situações em que as lojas não têm as ferramentas adequadas para realizar o trabalho [74].

A título de exemplo, considere-se a utilização de um maçarico para a remoção da bobina do estator. Uma alternativa de melhor qualidade seria a neutralização dos enrolamentos utilizando um forno com controlo de temperatura. A remoção através do maçarico pode causar graves consequências na



integridade do núcleo do estator, incluindo alterações nas características magnéticas e deterioração do isolamento interlaminar, resultando num aumento das perdas no núcleo ferro.

Considerando que o operador que reparou o motor usou um fio de diâmetro igual ao original para refazer o enrolamento, a redução da resistência do estator pode ser explicada pela utilização de melhores matérias-primas, menor número de bobinas ou por se alterar o padrão de enrolamento inicial. Em geral, os enrolamentos originais são feitos em equipamentos de bobinagem enquanto nas oficinas de reparação são feitas as reparações manualmente. Tipicamente é difícil copiar o enrolamento com um número igual de bobinas dentro das ranhuras originais, o que explica a alteração notada na resistência do estator [74].

Em oficinas em que existe equipamento de bobinagem é possível atingir aumentos da resistência do estator de até 23,5%. Em lojas nas quais se fazem bobinas à mão, acontecem reduções elevadas do mesmo parâmetro – de até -12,7%. A fabricação manual dos elementos permite um menor raio de curvatura nas cabeças das bobinas, resultando uma necessidade de menor comprimento do fio para o mesmo número de voltas [74].

Analisando a influência da manutenção corretiva em vários parâmetros de diferentes motores elétricos, o sobreaquecimento e a quebra do isolamento são os principais fatores que originam falhas do enrolamento do estator [78].

Um dano a considerar é a incineração dos enrolamentos por sobrecarga, provocada pelo bloqueio do rotor no início de operação. Sendo assim, outro fator relacionado com a manutenção – neste caso com a manutenção corretiva – que influencia a eficiência energética é a realização de rebobinagem dos enrolamentos do rotor e do estator.

A variação de eficiência energética coincide com uma variação das perdas no motor elétrico, variação esta que é distinta para cada um dos tipos de perdas. Estabelecendo as correlações entre a variação de cada um dos tipos de perdas e o rendimento à carga nominal, antes e depois da intervenção corretiva, é possível quantificar as correlações mais fortes entre a variação (aumento) de eficiência energética depois desta manutenção e a variação (diminuição) de determinadas perdas mecânicas. As correlações mais notáveis verificam-se entre o rendimento e as perdas magnéticas à carga nominal (-0,904), seguindo-se as perdas no rotor à carga nominal (-0,639) e as perdas no estator à carga nominal (-0,562) [74].

No caso das perdas à carga nula, e nas perdas no centro do motor à carga nominal, os valores de correlação são positivos [74].

Esta correlação poderá indicar a causalidade implícita de um terceiro fator. Por exemplo, o rendimento poder ter uma correlação positiva com a velocidade de rotação e esta pode ser a causa do aumento das perdas. O mesmo poderá ser dito em relação às perdas por fricção e por variação de fluxo de ar, embora os números sugiram uma correlação positiva mais fraca neste caso.

Esta variação das perdas por fricção e por variação de fluxo de ar com a velocidade de rotação foi confirmada noutro estudo em que se estabeleceu experimentalmente que estas perdas dependem da segunda potência da velocidade da rotação do veio do motor [75].

O aumento médio de eficiência energética na condição nominal após intervenção corretiva (substituição dos enrolamentos) pode atingir valores de +2,0% em alguns casos. Uma redução média da resistência ao fluxo de ar no estator de cerca de 1,15%, acompanhada por uma redução das perdas no cobre de 0,94% contribui para este aumento da eficiência, que em média se situa nos 0,34%. Mesmo uma pequena redução percentual das perdas no cobre do estator é significativa, uma vez que representa cerca de 40% das perdas totais em motores de indução [74].

Aquelas perdas dependem todavia da qualidade do agente reparador. Com efeito, o aumento das perdas por fricção e por variação de fluxo de ar é maior nas oficinas classificadas como de pior qualidade – aumento de 35,6%. Pelo contrário, nas oficinas classificadas como de melhor qualidade ocorre uma redução das mesmas perdas de entre 23% e 47%. Esta correspondência entre as métricas qualitativas e quantitativa estende-se às perdas magnéticas, cuja redução atinge -10,5% nas oficinas melhor classificadas [74].

A redução média em perdas por fricção e por variação de fluxo de ar é a variação mais expressiva, podendo atingir -47% e sendo em média -19%. Limpeza, lubrificação e substituição de rolamentos, três exemplos de intervenções preventivas, são as razões principais para esta variação, a qual se traduz num aumento da eficiência do motor de 0.5%.

#### **4.1.3.3. Monitorização de eficiência energética em motores gaiola de esquilo**

Uma forma inovadora de monitorizar variações na eficiência energética de motores elétricos gaiola de esquilo é medir a corrente elétrica no estator [79].

De facto, a análise da corrente elétrica pode ser utilizada para diagnósticos durante a operação, já que pode ser facilmente medida numa fase do enrolamento do estator. Por outro lado, este tipo análise da eficiência energética requer a medição da velocidade de rotação do rotor e do momento de rotação do carregamento, necessitando este último de instrumentos dispendiosos que poderão não estar disponíveis. No entanto, se o carregamento puder ser considerado constante, a corrente do estator pode ser utilizada como um indicador direto da eficiência energética [79].

Esta é uma alternativa inovadora não só por permitir controlar a eficiência energética de um motor elétrico mas também a deteção de falhas numa fase inicial do seu desenvolvimento e sem paragem de operação, consagrando-a como uma excelente adição ao arsenal de técnicas preditivas.

Em acréscimo às anteriores, a eficiência energética de motores elétricos pode sofrer decréscimos resultantes de falha das chumaceiras de rolamento do motor de até 4% em condições de funcionamento de baixa solicitação, e de até 1,5% em condições de carga nominal [79].

## 4.2. Redutores de engrenagens

### 4.2.1. Caracterização e classificação

Um moto-redutor é um equipamento constituído por um motor elétrico e um redutor de engrenagens. O motor transforma energia elétrica em energia mecânica e o redutor de engrenagens permite ajustar o momento de rotação e a velocidade de rotação do veio de saída do equipamento às necessidades de uma determinada aplicação.

Os atuadores industriais são responsáveis por fornecer potência mecânica a um determinado equipamento. No contexto deste trabalho particulariza-se este grupo para o estudo de motores elétricos. Nem sempre a potência é fornecida à saída destes motores com a velocidade e força desejadas.

De facto, na maioria das aplicações pretende-se transmitir ao veio de saída um momento superior ao fornecido pelo motor e por isso recorre-se a redutores de engrenagens que permitem, por relações cinemáticas bem descritas, diminuir a velocidade de rotação no veio de saída, aumentando o respetivo momento de rotação.

A Equação 4.1 explicita a potência como função do produto da frequência angular com o momento de rotação.

$$P = \omega \times T$$

Equação 4.1

Em que:

P – Potência, W

$\omega$  – Velocidade angular, rad/s

T – Momento de rotação, N.m

As engrenagens podem ser classificadas em quatro tipos fundamentais [80]:

- i) Engrenagens cilíndricas
  - a. Engrenagens de dentes direitos, em que os dentes são paralelos ao eixo de rotação e são utilizados para transmitir o movimento de um veio paralelo a outro. De todos os tipos de engrenagens este é o mais simples.
  - b. Engrenagens helicoidais, em que os dentes apresentam uma inclinação em relação ao eixo de rotação. Podem ser utilizadas no mesmo género de aplicações que as engrenagens de dentes direitos, sendo mais silenciosas que as outras, devido ao

facto de o engrenamento ser mais gradual. Estes engrenamentos introduzem um carregamento axial e tensões de flexão que não estão presentes nas engrenagens de dentes direitos. As engrenagens helicoidais também são escolhidas para transmitir movimento entre eixos não paralelos.

- ii) Engrenagens cónicas, que possuem dentes que formam superfícies cónicas e são utilizadas para transmitir movimento entre eixos cujos eixos se intersectam (engrenagens concorrentes). Dividem-se em:
  - a. Engrenagens cónicas de dentes retos, em que os dentes estão dispostos em linha reta, verticalmente ao longo do cone, sendo a sua grande desvantagem que toda a engrenagem exerce impacto sobre um único dente.
  - b. Engrenagens cónicas de dentes em espiral, em que os dentes são cortados numa geometria de arco circular.
- iii) Engrenagens hipóides, similares às cónicas espirais mas com os eixos dos veios desfasados, isto é, os seus eixos não se intersectam.
- iv) Engrenagens tipo parafuso sem-fim, que são utilizadas para grandes relações de redução. Têm uma propriedade interessante que é o parafuso sem-fim girar a roda movida, mas o contrário não pode acontecer, devido ao ângulo do dente ser tão pequeno, e o atrito ser muito alto. Este facto acrescenta um carácter de travagem de segurança, muito apreciado em determinadas aplicações, como em máquinas transportadoras em que mesmo com o motor de elevação desligado, a plataforma de transporte é suportada.

Um redutor planetário consiste em duas ou mais rodas dentadas (designadas planetárias) que rodam em torno de uma central (denominada roda dentada solar). São especialmente úteis em aplicações a baixas velocidades de rotação com grandes momentos e elevada precisão cinemática.

Por último, outra forma de caracterizar os redutores é quanto à posição do veio de saída, classificando-se como horizontal ou vertical, conforme o caso.

Na Tabela 4.1 (adaptada de documentação interna da empresa), estão indicados os valores de eficiências e reduções máximas de diferentes tipos de engrenagens.

**Tabela 4.1 – Eficiência e redução máxima de diferentes tipos de engrenagens.**

|                       | <b>Engrenagem cilíndrica</b> | <b>Engrenagem helicoidal/cónica</b> | <b>Engrenagem sem-fim</b> |
|-----------------------|------------------------------|-------------------------------------|---------------------------|
| <b>Redução máxima</b> | ~7                           | ~5                                  | ~50                       |
| <b>Eficiência [%]</b> | ~98                          | ~98                                 | ~50...85                  |

Os valores correspondentes ao rendimento dizem respeito a um só estágio de redução. Em redutores de engrenagens com vários estágios deverão ser multiplicados os valores de eficiência de cada estágio para obter o rendimento do redutor.

#### 4.2.2. Componentes de um redutor de engrenagens

##### 4.2.2.1. Chumaceiras de rolamento

As chumaceiras de rolamento são elementos mecânicos fabricados para suportar cargas axiais, radiais ou combinações entre estes dois tipos de esforços [81].

A Figura 4.3 explicita a composição de um rolamento de esferas generalizado.

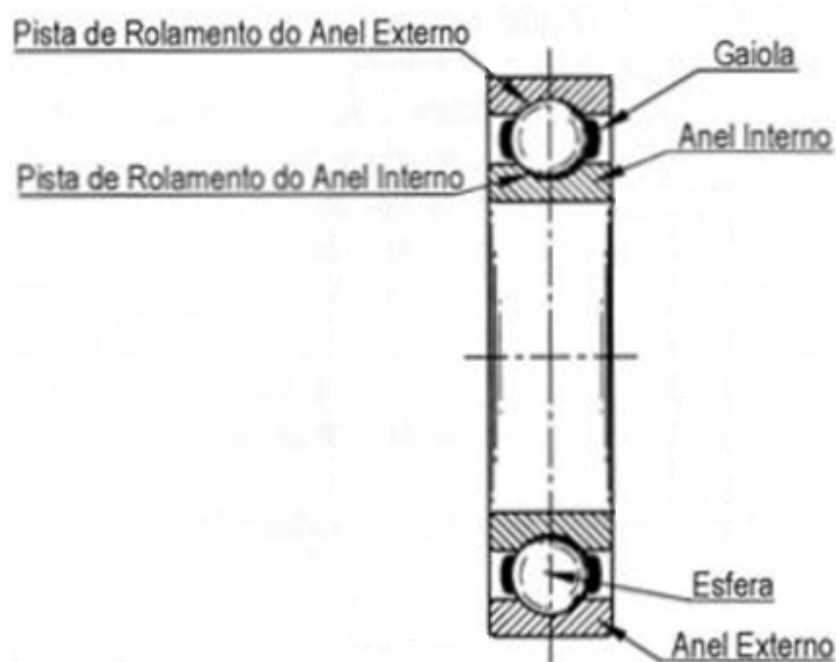


Figura 4.3 – Chumaceira de rolamento de esferas [81].

Genericamente, as chumaceiras de rolamento são constituídas por um anel exterior, um anel interior, a gaiola e os elementos rolantes (que nas aplicações que iremos abordar são esféricos).

As chumaceiras de rolamento constroem o movimento, reduzindo a fricção entre pontos móveis segundo uma direção desejada de movimento.

O veio apoia-se na chumaceira ou mancal podendo gerar sobre si próprio devido ao movimento constrangido dos elementos rolantes.

São elementos mecânicos de elevada robustez e baixa ocorrência de avarias. Podem ser sujeitos a esforços relativamente elevado requerendo uma manutenção menos frequente que outros elementos de máquinas. A ocorrência de falhas prematuras é rara.

#### 4.2.2.2. Retentores

Os retentores são responsáveis por vedar o moto-redutor, isto é, por evitar as perdas de lubrificante e a contaminação do interior do mecanismo com impurezas externas. São instalados na interface de contacto entre o veio que transmite a rotação e a chumaceira que o suporta.

O retentor segrega dois meios através da interferência entre o lábio de contacto e o veio do equipamento. Nesta interface de contacto entre duas superfícies geram-se forças de atrito que desencadeiam o desgaste do lábio do retentor. A escolha do material do retentor tem uma importância central na diminuição da geração de atrito.

A escolha do material do vedante é uma questão central no projeto do equipamento sendo a temperatura de funcionamento uma variável a ter em conta. Tipicamente utiliza-se um polímero elastómero.

A temperatura é uma variável determinante da vida útil do retentor, devido ao degradamento do polímero na presença de calor. Durante o funcionamento do redutor, a própria rotação do veio gera calor por atrito que também contribui para a geração de calor [38].

Os retentores utilizados em máquinas rotativas são retentores radiais.

Na Figura 4.4 podem ver-se alguns exemplos de retentores.



Figura 4.4 – Alguns exemplos de retentores em borracha [82].

Os retentores são elementos considerados bastante frágeis e suscetíveis de falha.

A deterioração acontece com aumentos de temperatura, aumento das cargas radiais e lubrificação insuficiente. Também devido a veios onde estes elementos estão acoplados. A má montagem e o armazenamento em locais impróprios também contribuem para a ocorrência de falhas [38].

#### **4.2.2.3. Lubrificantes**

O lubrificante é uma substância introduzida entre dois sólidos deslizantes de forma a diminuir o desgaste e o atrito e retirar calor e partículas geradas pelo contacto [47].

Em particular, dentro do redutor de engrenagens pretende-se diminuir o atrito entre o pinhão e a coroa e entre a chumaceira de rolamentos nos apoios dos veios do motor e do redutor e o veio de rotação. As características transversais a todas as aplicações de lubrificantes são a grande condutividade térmica, para dissipar o calor gerado por atrito, e a baixa viscosidade para evitar a sua geração.

Duas outras funções importantes dos lubrificantes são a proteção contra corrosão e o auxílio à vedação [47].

Estima-se que em 1999 37,3 milhões de toneladas de lubrificantes foram consumidas a nível mundial [83].

A temperatura de funcionamento do moto-redutor é um fator importante na escolha do lubrificante porque determina a necessidade de uma viscosidade menor e condutividade térmica maior. O carregamento solicitado também deve ser tido em conta, sendo o atrito função do mesmo, para um maior atrito deve-se escolher uma viscosidade menor.

A lubrificação tem vários parâmetros que podem ser ajustados dependendo das condições de aplicação nomeadamente [47]:

- i) Geometria dos corpos em contato,
- ii) Aspereza e textura das superfícies deslizantes,
- iii) Carga,
- iv) Condições de pressão e da temperatura,
- v) Velocidades de rolamento e escorregamento,
- vi) Condições ambientais,
- vii) Propriedades físicas e químicas do lubrificante,
- viii) Composição material,
- ix) Propriedades da camada superficial das peças.

Das perdas influenciadas pelos lubrificantes destacam-se as relacionadas com o tipo de lubrificante. É importante utilizar óleos ditos de elevada eficiência energética, ou de baixa viscosidade e elevado índice de viscosidade [84], [85].

Os lubrificantes são normalmente líquidos, mas podem também ser sólidos, pastosos, e gasosos. Em relação aos lubrificantes fluidos, estes podem ser subdivididos em óleos minerais, óleos graxos, óleos compostos, óleos aditivados e óleos sintéticos [47].

Os óleos lubrificantes gordurosos têm origem vegetal ou animal. Este foi o primeiro tipo de lubrificantes a serem utilizados, numa época em que as necessidades eram modestas e predominava a tração animal. Hoje em dia são pouco utilizados devido à sua tendência para oxidar, rançar e formar ácidos com a influência da temperatura [86].

Os óleos minerais são óleos derivados da destilação do petróleo. São os óleos mais importantes e utilizados [86].

Os óleos compostos são misturas de óleos minerais e gordurosos. Algumas aplicações especiais recomendam a utilização deste tipo de óleos, que têm uma viscosidade maior e uma maior tendência de emulsão na presença de vapor. Exemplos de aplicações de óleos compostos são em brocas industriais e em cilindros a vapor [86].

Óleos sintéticos são sintetizados em laboratório por processos de polimerização. Oferecem propriedades especiais de viscosidade e resistência a temperaturas extremamente elevadas e baixas.

Os lubrificantes de elevada eficiência (óleos sintéticos) têm tido uma importância crescente na indústria. No entanto, estes lubrificantes têm um custo elevado quando comparados com os óleos minerais, sendo empregues com parcimónia na indústria.

Os óleos minerais puros ou sintéticos podem ser aditivados com a dissolução de determinadas substâncias no intuito de reforçar ou acrescentar determinadas propriedades de interesse [42]. Podem ser utilizados aditivos anti desgastantes, antiespumantes, antioxidantes, antiferruginosos, assegurando a manutenção da película de lubrificante, a estabilidade química do fluido e a correta condutividade térmica durante a operação do moto-reductor.

A viscosidade é uma das propriedades mais importantes dos óleos lubrificantes, sendo entendida como a resistência oferecida por um fluido ao seu próprio escoamento [47].

Esta resistência pode ser definida como a tensão de cisalhamento num plano no fluido por unidade de gradiente de velocidade normal ao plano.

Tipicamente, o valor de viscosidade de um fluido diminui com o aumento da temperatura. Assim, torna-se interessante quantificar o grau de correlação entre esses dois valores. Este valor é outra propriedade importante do óleo a que se chama índice de viscosidade (IV).



O índice de viscosidade (IV) é um número adimensional usado para expressar em que medida a viscosidade cinemática e depende da temperatura do óleo. A determinação do IV faz-se através da comparação da viscosidade cinemática do óleo a 40°C com a viscosidade cinemática de dois óleos de referência (IV=0 e IV=100) que partilham da mesma viscosidade a 100°C que o óleo testado. A norma ASTM D2270 [87] fornece tabelas para cálculo do IV de uma viscosidade cinemática medida de um óleo a 40 °C e 100 °C [47].

A maioria dos óleos industriais minerais possuem IVs típicos no intervalo de 90 a 105. Óleos minerais altamente refinados, sintéticos, ou outros óleos com IV melhorado possuem IVs que excedem 100. Óleos sintéticos do tipo PAO (*Poli Alfa Olefin*) possuem IVs que chegam a faixa dos 130 a 150 [57].

Em redutores de engrenagens de cárter lubrificado, uma das fontes de maiores perdas energéticas são as perdas por agitação (em inglês, *churning losses*).

As perdas por agitação (resultantes de forças de arrasto aplicadas no lubrificante) resultam da circulação de fluido dentro do redutor, que está intimamente relacionada com a rotação das engrenagens em imersão parcial no lubrificante. Já vários autores ofereceram estudos experimentais e analíticos relacionados com perdas por agitação em engrenagens [85], [88].

Vários fatores são importantes para a quantidade total de energia dissipada por fricção dentro do redutor, nomeadamente agitação e outras fontes de fricção, como os rolamentos e os vedantes. Sendo a fricção entre componentes rotativos e a agitação ambos dependentes da viscosidade do lubrificante, que varia com a temperatura, pode ser difícil separar a contribuição individual de cada fator dentro do redutor quando este opera em condições tão diversas [89].

É inegável, no entanto, a importância do lubrificante e da sua condição para o funcionamento de uma máquina rotativa, manifestado pela sua profunda ligação à eficiência energética de todo o sistema.

#### **4.2.3. Principais causas de falhas e avarias em redutores de engrenagens**

##### **4.2.3.1. Engrenagens**

As falhas que ocorrem nas engrenagens normalmente não resultam na falha catastrófica das mesmas. A rotura total acontece apenas nos casos em que se dá a quebra de um ou mais dentes e esta impossibilita a transmissão de movimento entre o par de engrenagem motora/movida, ou em situações que a vibração produzida pelo defeito é suficientemente elevada para impossibilitar a continuação do equipamento em serviço [81].

As falhas em engrenagens são predominantemente baseadas em problemas de montagem, sobrecargas e uma lubrificação deficiente ou inadequada.

As falhas em engrenagens são classificadas como desgaste, fadiga superficial, deformação plástica e fratura dos dentes. São determinadas através de uma avaliação da condição do equipamento. Assim, existe uma necessidade de conhecer os mecanismos envolvidos de modo a calcular os esforços

gerados. Erros de projeto e de aplicabilidade da engrenagem também são responsáveis pela ocorrência de falhas. Devem ser efetuadas inspeções e avaliações ao estado real das engrenagens em intervalos de tempo periódicos de modo a existir uma avaliação do desgaste, descontinuidades superficiais e folgas [90].

O desgaste nas engrenagens ocorre devido à suspensão da película de óleo existente. Este desgaste pode ser classificado em amaciamento, desgaste moderado, desgaste acentuado e corrosão.

O amaciamento é um processo de desgaste que ocorre por atrito de contacto entre materiais e origina superfícies lisas. A ocorrência de adesão deve-se ao amaciamento da superfície do dente e ocorre sobretudo em engrenagens que funcionam com uma reduzida velocidade de rotação que criam um filme de óleo bastante fino. Este tipo de fenómeno pode ser evitado através da introdução de um lubrificante com uma viscosidade superior.

No fenómeno de desgaste moderado ocorre remoção de material devido ao contacto entre os dentes provocado por sobrecarga, dureza insuficiente dos dentes da engrenagem ou lubrificação inadequada. A abrasão é responsável pelo desgaste moderado e acentuado sendo a vida útil da engrenagem menor neste último.

No desgaste acentuado surgem ranhuras ou nos flancos dos dentes segundo a direção do escorregamento. A lubrificação deficiente ou inadequada também é responsável por este tipo de desgaste.

Existindo material deslocado, quando ocorre este tipo de desgaste é recomendável a existência de um sistema de filtragem que limite a reintrodução das partículas no lubrificante.

A corrosão é a perda de material devido á ocorrência de reações químicas ou eletrolíticas na superfície das engrenagens. A presença de agentes químicos no lubrificante ou até à própria deterioração do lubrificante bem como o ar circundante podem originar este fenómeno [90].

A fadiga superficial é o tipo de falha mais comum que ocorre em engrenagens. Não ocorre por problemas de lubrificação mas sim devido às tensões geradas no contacto entre as superfícies. O engrenamento provoca um aumento da compressão no lado da região de contacto e tração do lado oposto. Pequenos desalinhamentos podem também ser responsáveis pela existência de fenómenos de fadiga superficial [90].

Tipicamente existem quatro tipos de fadiga superficial [81]:

- i) Picagem progressiva,
- ii) Separação da camada superficial,
- iii) Desgaste do flanco do dente
- iv) Picagem inicial.

O fenómeno de *pitting* manifesta-se sob a forma de crateras rasas nas superfícies de contacto entre os dentes com aproximadamente a profundidade do endurecimento do dente (10  $\mu\text{m}$ ). Existe também a possibilidade da ocorrência de *spalling* que é um fenómeno no qual se formam crateras mais profundas que no caso do *pitting* (profundidade que varia entre 20 e 100  $\mu\text{m}$ ).

Na Figura 4.5 encontra-se esquematizado a formação de *pitting* e *spalling* em engrenagens [91].

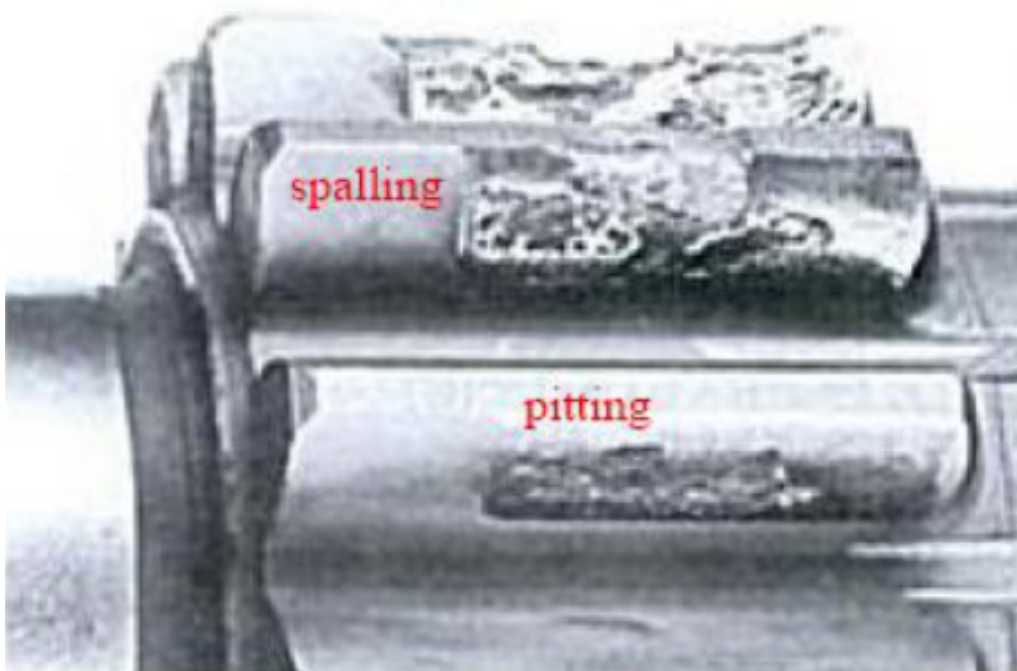


Figura 4.5 – Demonstração de *pitting* e *spalling* [91].

O fenómeno de *pitting* em engrenagens deve-se a uma tensão muito elevada, aplicada num material macio. As fendas desenvolvem-se no material, aumentam e ramificam-se. Se a penetração aumentar origina-se a ocorrência de *spalling* a partir do limiar ilustrado. A melhor estratégia para evitar este tipo de ocorrência é a diminuição da carga aplicada. A ocorrência deste fenómeno de degradação do dente pode culminar na sua fratura total [91].

O *pitting* e o *spalling* ocorrem sobretudo em engrenagens que não possuam uma camada superficial endurecida e aparecem tipicamente nos flancos do dente. Normalmente as fissuras não excedem os 2 mm de comprimento e podem não evoluir durante o período de utilização da engrenagem.

A fadiga superficial por separação da camada superficial ocorre principalmente em materiais cementados ou temperados, nos quais existem áreas ou camadas da superfície que sofrem um descascamento. Manifesta-se sobretudo em engrenagens que se encontrem sob forte solicitação mecânica, casos nos quais a sua camada endurecida não é suficiente para suportar a carga.

A fadiga por desgaste ocorre no flanco dos dentes, em regiões de aparência rugosa onde existem uma elevada concentração de picadas com um tamanho reduzido. O funcionamento prolongado de uma engrenagem com este defeito pode originar a separação de partículas finas do dente. Quando este desgaste da zona superficial é completo, o flanco do dente torna-se polido e liso. Este fenómeno torna o funcionamento da engrenagem bastante com elevados níveis de vibração e de ruído. Apesar de não serem claras as causas deste tipo de deterioração, sugere-se a vibração do funcionamento da engrenagem como uma das causas possíveis. Para eliminar este problema a utilização de um lubrificante com uma viscosidade superior é recomendada.

A fadiga por deformação plástica ocorre durante o funcionamento das engrenagens devido ao escoamento plástico nas superfícies de contacto dos dentes. A intensidade do escoamento plástico está intrinsecamente relacionada com a ductilidade dos materiais. Este tipo de deformação assume duas formas fundamentais: escorregamento plástico intenso e desenvolvimento de sulcos e incisões superficiais.

Na engrenagem conduzida o escorregamento plástico intenso torna o bordo fino e de aspeto brilhante. As elevadas cargas que provocam a ultrapassagem da tensão limite de elasticidade são responsáveis por estas ocorrências. Com a entrada do material no regime plástico existe um deslocamento das camadas superficiais do dente na direção do escoamento. Este fenómeno só se torna perigoso para a engrenagem se existir uma elevada danificação do perfil do dente. A utilização de um lubrificante mais viscoso pode ajudar a reduzir esta deformação plástica, mas a redução da carga transmitida consiste na abordagem mais frequente e mais efetiva para minimizar o problema [81].

A ocorrência de fratura do dente de uma engrenagem não implica necessariamente a paragem da operação da mesma. As fraturas de dentes de engrenagens podem ocorrer por fadiga ou por sobrecarga [90].

Podem ser classificadas em cinco tipos [81]:

- i) Fratura frágil,
- ii) Fratura na extremidade do dente,
- iii) Fadiga por carga,
- iv) Fadiga por picagem
- v) Fadiga por defeito superficial.

A fratura frágil é provocada por elevada carga repentina e normalmente ocorre simultaneamente em mais do que um dente da engrenagem. Este tipo de fratura acontece em materiais frágeis e o dente pode apresentar rugosidades ou uma superfície cristalina.

A fratura que ocorre na extremidade de um dente deve-se a um processo de fadiga rápido. Ocorre em situações de engrenamento incorreto ou em engrenagens que transmitam um elevado binário.

A fadiga devido a carga excessiva ou cargas de impacto causa sempre fraturas com uma descoloração da base do dente visto ser a zona onde as tensões são mais elevadas. As fissuras iniciam-se na base do dente provocando fissuração da sua raiz. A continuação da engrenagem em serviço nestas condições, sujeita a carga elevada provoca rotura final do dente.

As fraturas que são originadas por fadiga de picagem progressiva são relativamente parecidas com as fraturas causadas por carga excessiva. A única diferença é que a fissura se iniciou devido ao *pitting* na engrenagem.

As fraturas de fadiga por defeito superficial acontecem por imperfeições devido a inclusões não metálicas (óxidos ou escória) ou defeitos de retificação [81].

#### **4.2.3.2. Óleos lubrificantes**

No contacto entre duas superfícies ocorre atrito e desgaste, o que pode provocar a danificação dos elementos cujas superfícies se encontram em contacto. Em qualquer sistema mecânico o desgaste e o atrito são altamente prejudiciais, diminuindo a vida útil dos componentes e o seu rendimento em serviço.

A lubrificação é responsável pela redução tanto do atrito, como do desgaste nos equipamentos que daí advém.

As principais características que se pretende controlar nos óleos lubrificantes são uma viscosidade baixa (a que corresponde uma reduzida tensão de corte), um índice de viscosidade elevado, e uma elevada condutividade térmica elevada de modo a dissipar eficazmente o calor gerado pelo atrito entre os elementos em contacto [81].

O IV caracteriza as variações da viscosidade e da temperatura. Num óleo que possua um elevado índice de IV, a sua viscosidade pouco varia com alterações da temperatura. Óleos com índice de viscosidade baixo correspondem ao caso inverso [92].

Como as engrenagens têm tipicamente áreas de contacto relativamente pequenas, estas dão origem a esforços elevados. Os esforços envolvidos aliados a transmissão com pouca suavidade onde ocorrem choques e vibrações podem eliminar a película de lubrificante. Quando esta película é eliminada, ocorre o contacto direto entre as superfícies. Como este contacto direto é prejudicial para os elementos, os lubrificantes devem ter características físico-químicas destinadas a evitar estas situações o melhor possível [93].

Assim, surge a necessidade de se utilizarem aditivos nos óleos lubrificantes.

Engrenagens lubrificadas por circulação ou chapinhagem acarretam elevadas condições de serviço para o óleo. O fluido é projetado sob a forma de nevoeiro ou pulverização. Esta atomização do fluido expõe-no à oxidação pela reação com o oxigénio presente no ar.

Os óleos dentro de caixas estão preparados para operações com elevada duração temporal, pois não acumulam lamas ou depósitos que diminuam o caudal ideal e a dissipação do calor, partindo do princípio que as condições de segregação de meios são perfeitas.

Por vezes podem ocorrer depósitos de água devido a ambientes impróprios de trabalho ou devido à humidade do ar. O aparecimento de humidade ocorre sobretudo em equipamentos que têm períodos de paragem elevados devido ao arrefecimento e aquecimento constante do óleo. A contaminação por água dá origem ao aparecimento de ferrugem nos dentes das engrenagens.

Nas engrenagens de parafuso-sem-fim o óleo cria películas muitas vezes no limite. É necessário que estes óleos venham sempre preparados com aditivos onde a sua ação aumente com o aumento da carga no engrenamento.

Sabendo que a viscosidade do óleo varia com a temperatura de funcionamento das engrenagens, este é um fator importante na escolha do lubrificante. Quando a temperatura circundante é elevada e não esteja prevista a utilização de dispositivos de arrefecimento, deve-se utilizar um óleo com um viscosidade mais elevada do que para temperaturas de funcionamento mais baixas. Em engrenagens que a lubrificação seja efetuada por chapinhagem um óleo com elevada viscosidade pode não chegar fluido ao ponto de engrenamento.

A carga que ocorre nos dentes das engrenagens esmaga as películas de óleo, fazendo com que estas se afastem das zonas de contacto. A carga é portanto um fator a considerar aquando da escolha do óleo. Quanto mais elevado for o seu valor, mais elevada deve ser a viscosidade do óleo. Para redutores de velocidade deve-se assegurar um óleo com viscosidade correta, estabilidade química e propriedades antiferrugem para elevada resistência a fenómenos de oxidação por contínua agitação e presença de ar na envolvente. Deve conter propriedades que promovam a separação da água de modo a evitar emulsões que interrompam o abastecimento. Resistência à película, para evitar o contacto direto entre as engrenagens diminuindo assim fenómenos de desgaste e atrito [92].

#### **4.2.3.3. Chumaceiras de rolamento**

As chumaceiras de rolamento são elementos de elevada robustez e baixo índice de avaria. Estão preparados para trabalharem em condições de operação severas requerendo tipicamente baixa manutenção [38], [40].

Não é frequente a ocorrência de falhas prematuras nestes componentes. Por isso, a deteção de falhas é feita principalmente de duas formas [94].

Por um lado pode ser feita a monitorização do movimento rotativo através de algum tipo de análise das vibrações (que pode até ser simplesmente a escuta do ruído de funcionamento por parte de um operador). Por outro lado, é feita uma análise da evolução da temperatura no cárter.

As fugas de lubrificante também poderão sinalizar um problema nas chumaceiras de rolamento. Para além da monitorização sistemática de indicadores, situações de falhas críticas de componentes podem fornecer pistas sobre falhas potenciais noutros componentes.

As danificações nos rolamentos manifestam-se pelo comportamento da máquina em serviço e pela alteração da morfologia dos componentes, quando são removidos para inspeção.

Os danos em rolamentos podem provocar uma falha catastrófica da máquina rotativa, ou, mais tipicamente, diminuir o desempenho do projeto [94].

As falhas podem ocorrer por montagem inadequada, lubrificação deficiente, impurezas, água, defeitos no veio, vibração, corrente elétrica e fadiga [38].

Durante a montagem dos rolamentos, o operador deverá ter cuidado de evitar a ocorrência de pré-cargas radiais que provocam o descascamento nas pistas do anel exterior. Suportes para rolamentos com tolerâncias impróprias, onde o espaço de acondicionamento do rolamento é reduzido e poderão originar pré-cargas axiais devido à dilatação térmica. Se durante o processo de montagem é identado o anel exterior, são deixadas marcas nas pistas de rodagem que diminuem a vida e a performance do componente.

A lubrificação insuficiente provoca um brilho polido no anel exterior do rolamento. Este fenómeno poderá dar origem a microfissuras na superfície do rolamento, existindo quebra da gaiola o que origina uma fragmentação nas esferas que pode resultar na destruição total do equipamento.

Partículas sólidas e outras impurezas no interior do rolamento e geram pressão sobre as pistas de rodagem provocando marcas no anel interior.

Pode ocorrer corrosão do material metálico devido à inclusão de água (sobretudo água salgada) no rolamento em serviço.

Se não for utilizado o suporte do rolamento adequado para o encaixe, poderá ocorrer a deformação do anel exterior, o que altera a trajetória de rotação e origina atrito. Poderá ocorrer a falha.

Rolamentos sujeitos a vibrações mecânicas podem formar danos permanentes no seu anel interior. Isto acontece porque os elementos rolantes entram em contacto com o anel interior na mesma frequência que a referida onda de vibração anormal.

Outro tipo de danos que pode ocorrer em aplicações em que são efetuadas soldaduras num equipamento e a condução a terra não é feita da melhor maneira. Nestes casos, a propagação de

corrente elétrica através da camada de lubrificante do rolamento traduz-se na formação de crateras por queimadura na pista do rolamento.

A ocorrência de fadiga ocorre quando a vida nominal do rolamento se esgota. Por isso, só deverá acontecer em casos em que é mal calculada a vida útil do rolamento na fase de projeto do equipamento.

Na Tabela C-1 especificam-se algumas falhas comuns em chumaceiras de rolamento de redutores engrenagens [38], [95].

#### **4.2.3.4. Retentores**

Os retentores são elementos suscetíveis de falhas devido à sua fragilidade. São recomendados cuidados especiais na montagem e armazenamento. A degradação acontece com aumentos de temperatura; aumento de força radial; falta de lubrificação e falhas que ocorram devido aos veios onde estes elementos são acoplados. A má montagem e o armazenamento em locais impróprios contribuem para a ocorrência de falhas.

Na Tabela D-1 encontram-se apresentadas algumas falhas comuns em retentores de redutores engrenagens [38].

#### **4.2.4. Aspectos energéticos de redutores de engrenagens**

##### **4.2.4.1. Perdas de energia em redutores de engrenagens**

Há dois tipos de manifestações dos problemas mecânicos em redutores de engrenagens e dos seus componentes. Por um lado pode ocorrer a diminuição do tempo médio entre falhas que se traduz em ações de manutenção mais frequentes, correspondentes muitas vezes a paragens generalizadas do equipamento e da linha industrial, o que se traduz em perdas de eficiência produtiva. Por outro lado as perdas energéticas em cada componente.

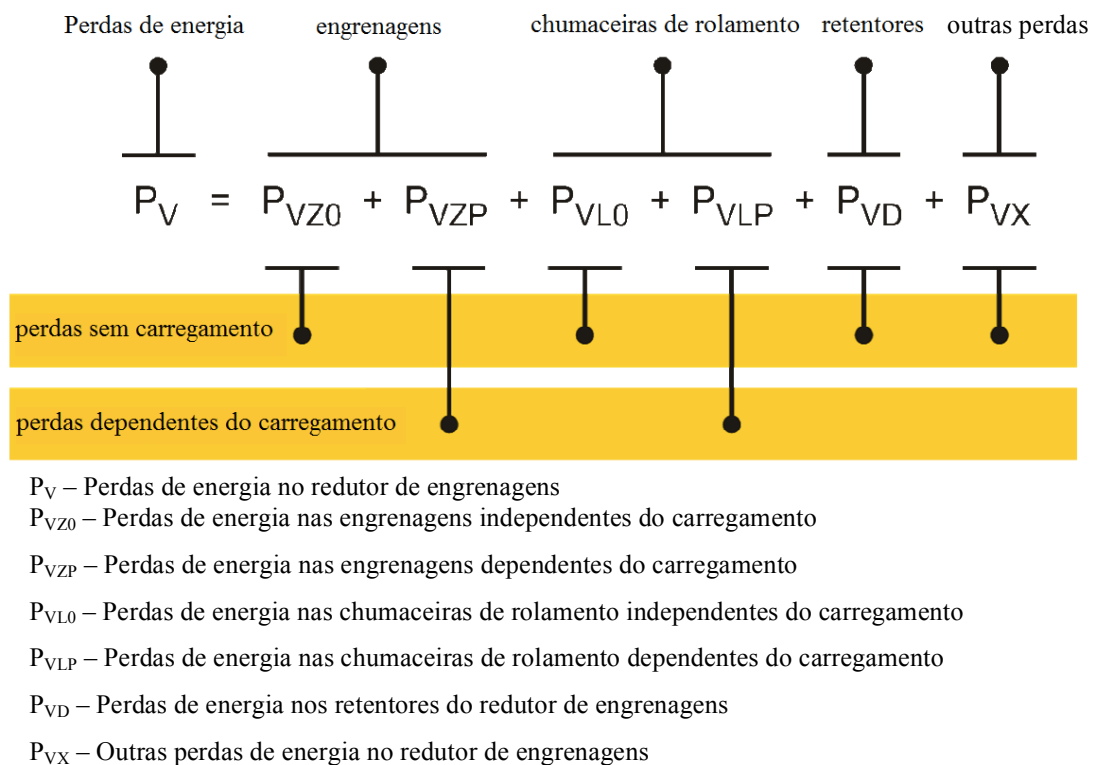
As perdas de energia num redutor de engrenagens consistem nas perdas nas engrenagens, nas chumaceiras de rolamento, nos retentores e em perdas auxiliares [84], [85], [88], [89], [96]–[98].

Existem vários tipos de fatores que têm uma contribuição significativa para a quantidade total de energia dissipada por fricção dentro do redutor, nomeadamente as perdas por agitação (forças de arrasto com o lubrificante) e outras fontes de fricção, como os rolamentos e vedantes. A fricção entre componentes móveis e o fluido em agitação depende da viscosidade do lubrificante, a qual ainda varia com a temperatura [89].

Perdas em engrenagens e nos rolamentos podem ser separadas em perdas de funcionamento sem carregamento (em inglês *no-load losses*), que ocorrem mesmo quando não ocorre transmissão de potência mecânica, e perdas em carga (em inglês *load losses*), dependentes do contacto dos componentes transmissores de potência [85].



Na Figura 4.6 estão representadas as perdas energéticas em redutores de engrenagens.



**Figura 4.6 – Perdas energéticas em redutores de engrenagens (adaptado de [85]).**

As perdas independentes do carregamento estão relacionadas com as condições de operação e com o *design* interno do cárter mas também com a viscosidade e com a densidade do lubrificante, tal como com a profundidade de imersão dos componentes no lubrificante do cárter do redutor de engrenagens [85].

Perdas dependentes do carregamento estão relacionadas com o carregamento transmitido, do coeficiente de fricção e da velocidade de deslizamento nas áreas de contacto dos componentes [85].

Pela complexidade do sistema assim evidente, pode ser difícil identificar a contribuição de cada componente dentro da caixa de velocidades principalmente quando se considera a variedade de condições de operação [89].

Para isso opta-se por focar predominantemente os elementos constituintes do redutor mais suscetíveis de manutenção, isto é, as chumaceiras de rolamento, os retentores e os óleos lubrificantes das engrenagens.

As chumaceiras de rolamentos têm um desgaste próprio por assegurarem a sustentação nos apoios fixados no cárter e os veios rotativos. O seu bom ou mau estado tem uma importância central na qualidade da transmissão mecânica de energia. Chumaceiras de rolamento que apresentem defeitos

introduzem atrito adicional, que se traduz em perdas de energia acrescentadas e riscos na manutenção das condições de operação. Particularmente em chumaceiras de rolamento, este tipo de perdas também dependem do tipo e dimensão do componente, bem como das condições de rolamento e deslizamento e do tipo de lubrificante utilizado [85], [98].

Em resultado da experiência operativa na SEW-Eurodrive, observou-se que cada vez que é feita a manutenção do lubrificante (isto é, a sua substituição), também são mudados os retentores. As duas operações de manutenção estão de tal forma ligadas que se considera que a análise do impacto dos óleos lubrificantes inclui as contribuições energéticas dos retentores.

Existe uma influência dos tipos de engrenagens do redutor na sua eficiência energética. As perdas de energia totais no redutor podem ser reduzidas utilizando engrenagens ditas de elevado rendimento (no inglês *lowloss* - com velocidades de deslizamento mínimas em comparação a engrenagens convencionais). A redução pode ser de até 75% a baixas velocidades lineares ( $v = 0,5$  m/s) e 35% a elevadas velocidades lineares ( $v = 20$  m/s) sendo as potenciais poupanças médias de 50% [85], [98].

As perdas em engrenagens têm tipicamente um peso relativamente muito inferior nas análises energéticas em relação a outros fatores que se consideram. Normalmente são contabilizadas nas perdas relacionadas com o óleo lubrificante [89].

Por outro lado nota-se que esta característica da montagem trata-se de uma opção de projeto e não de uma intervenção de manutenção e portanto está fora do objeto de estudo desta tese.

Assim, não foram contabilizados explicitamente neste estudo as influências das manutenções individuais dos retentores do cárter e das engrenagens para a eficiência energética do conjunto.

#### **4.2.4.2. Substituição de chumaceiras de rolamentos**

As chumaceiras de rolamento estão entre os componentes mais importantes na grande maioria das máquinas e são escolhidos tendo em conta as necessidades de capacidade (de carga) e de fiabilidade. Em estações de bombagem, por exemplo, as chumaceiras de rolamento devem ser capazes de suportar as cargas hidráulicas impostas no difusor, a massa do próprio difusor e do veio, tal como as cargas do sistema de transmissão. As chumaceiras de rolamentos devem também ser capazes de manter o movimento axial e a deflexão lateral do veio dentro dos limites aceitáveis para maximizar o tempo de serviço do retentor [99].

As chumaceiras de rolamentos têm uma grande influência na performance e eficiência operacional, enquanto em contraste as falhas nas chumaceiras de rolamentos são consideradas um indicador distinto de decréscimo na performance da bomba e de aumento das vibrações, levando à falha e degradação da mesma [100].

Em condições de operação ideais, as chumaceiras de rolamento podem durar muitos anos de uso contínuo. As condições de operação raramente são ideais, por isso a maioria das chumaceiras de rolamento não atingem o seu potencial no que toca ao tempo de vida útil.

Devido ao facto dos elementos rolantes de chumaceira de rolamentos restringirem o movimento do rotor, as forças geradas pelo rotor são transferidas pelos elementos rolantes para o anel externo que está contido na caixa de chumaceira de rolamentos. Por causa desta transmissão, uma medida direta do anel externo ou da caixa de chumaceira de rolamentos é o método principal para monitorização de máquinas com chumaceira de rolamentos de elementos rolantes.

Outra característica que é única e normal para elementos rolantes é a geração de vibrações em frequências específicas das chumaceiras de rolamento. Estas frequências são geradas pelo rolamento e estão relacionadas com a sua geometria, número de elementos rolantes, e velocidade de rotação do veio [99], [101].

Sem a ajuda de um bom programa de manutenção preditiva, problemas de vibração associados a chumaceira de rolamentos de máquinas podem ser difíceis de entender e de analisar.

A análise de vibrações tem sido usada como ferramenta de monitorização de condição para deteção de falhas e diagnóstico de chumaceira de rolamentos provavelmente desde que se utilizam chumaceiras de rolamentos. Inicialmente o diagnóstico consistia apenas na escuta atenta por parte dos técnicos e engenheiros [101].

As falhas prematuras em chumaceira de rolamentos de elementos rolantes podem ser devido a fatores de estado ambientais, industriais ou de operação. Fatores de estado ambientais incluem danos de envio, danos de armazenagem ou contaminação externa. Fatores de estado industriais incluem permutabilidade, folga insuficiente, estrias devidas à colocação indevida de óleo e acabamento superficial instável. Fatores de estado de operação incluem temperatura excessiva, lubrificação excessiva, carga excessiva, exposição a vibração devido a excitação externa e passagem de corrente elétrica pelo rolamento [99].

Danos no rolamento de elementos rolantes podem ser classificados em danos do tipo primário e secundário. Danos do tipo primário incluem uso, indentações, marcas superficiais, corrosão e danos provocados por corrente elétrica. Danos do tipo secundário incluem fissuras e danos na caixa de chumaceira de rolamentos. Um rolamento em falha exhibe frequentemente uma combinação de defeitos primários e secundários. Independentemente do mecanismo de falha, chumaceira de rolamentos de elementos rolantes defeituosos geram vibrações mecânicas às velocidades de rotação de cada componente. Estas frequências características, que estão relacionadas com os anéis e com as esferas das chumaceiras de rolamento, podem ser calculadas a partir das dimensões do rolamento e da velocidade de rotação da máquina. Técnicas de análise de vibrações são frequentemente utilizadas para monitorizar estas frequências, de forma a determinar a condição do rolamento [102].

Saber as frequências a que as esferas passam no anel interno e externo e as frequências de rotação dos elementos rolantes é útil para analisar a vibração gerada pelas chumaceiras de rolamentos e fornecer pistas adicionais para as causas dos defeitos. As frequências de rotação geradas por um rolamento defeituoso incluem quatro frequências principais: frequência a que a esfera passa pelo anel externo, frequência a que a esfera passa pelo anel interno, frequência da caixa de rolamento defeituosa. Estas frequências de rotação podem ser calculadas de acordo com as dimensões dos componentes das chumaceiras de rolamentos através de um conjunto de expressões [103].

A Equação 4.2 explicita o cálculo da frequência de rotação do anel externo [99]:

$$f_{ext} = \frac{n \times N}{2 \times 60} \left( 1 - \frac{D_b}{P} \cos \beta \right) \quad \text{Equação 4.2}$$

Em que:

$f_{ext}$  – Frequência de rotação do anel externo, Hz

$n$  – Velocidade de rotação do veio,  $\text{min}^{-1}$

$N$  – Número de esferas

$D_b$  – Diâmetro da esfera, mm

$p_d$  – Passo diametral, mm

$\beta$  – Ângulo de contacto [°]

A Equação 4.3 explicita o cálculo da frequência de rotação do anel interno [99]:

$$f_{int} = \frac{n \times N}{2 \times 60} \left( 1 + \frac{D_b}{P} \cos \beta \right) \quad \text{Equação 4.3}$$

Em que:

$f_{int}$  – Frequência de rotação do anel interno, Hz

A Equação 4.4 explicita o cálculo da frequência de rotação da gaiola [99]:

$$f_{gai} = \frac{N}{2 \times 60} \left( 1 - \frac{D_b}{P} \cos \beta \right) \quad \text{Equação 4.4}$$

Em que:

$f_{gai}$  – Frequência de rotação da gaiola, Hz

Tipicamente verifica-se a influência de defeitos em chumaceira de rolamentos na performance dinâmica de máquinas rotativas fazendo uma análise de vibrações antes e depois de substituir as chumaceiras de rolamento na máquina rotativa e comparando-se as amplitudes de vibração.

A substituição de chumaceiras de rolamento pode provocar uma diminuição de até 85% das vibrações na direção radial, e de até 32% na direção axial [99].

Utilizam-se as equações descritas para calcular as frequências das partes rolantes. Em seguida medem-se os níveis de vibração para as quatro frequências calculadas e para as suas harmónicas. Os níveis de vibração diminuem em até 93% [99].

Medir os consumos de energia e a performance energética da bomba antes e depois da substituição da chumaceira de rolamento é uma medida da melhoria energética que a intervenção proporciona. Esta diminuição atinge os 15 % [99].

A eficiência energética global aumenta em até 18%, o que demonstra o peso significativo que a manutenção das chumaceiras de rolamento têm no consumo energético e tempo de serviço de um conjunto mecânico [99].

Na Tabela 4.2 estão sintetizados alguns efeitos das intervenções de manutenção em chumaceiras de rolamento.

**Tabela 4.2 – Alguns efeitos da substituição de chumaceiras de rolamento.**

| <b>Métrica utilizada</b>                       | <b>Variação [99]</b> |
|--|----------------------|
| Redução do nível de vibração na direção axial  | 32%                  |
| Redução do nível de vibração na direção radial | 85%                  |
| Redução do consumo de energia                  | 10% a 14%            |
| Aumento da eficiência energética               | 18%                  |

#### **4.2.4.3. Manutenção de lubrificantes**

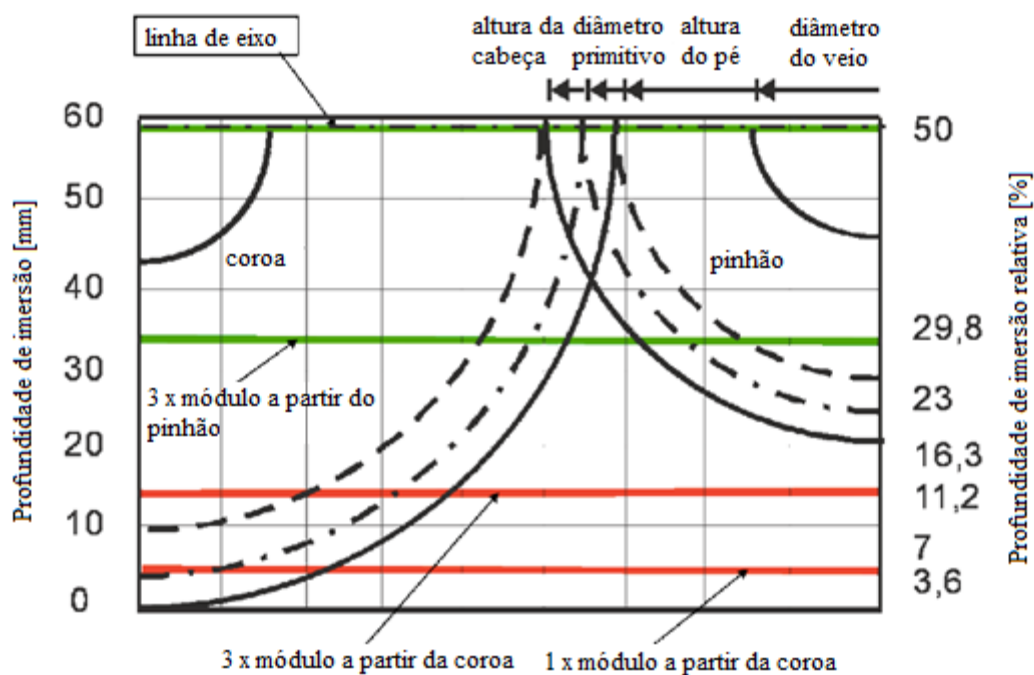
Para além da viscosidade e do índice de viscosidade, parâmetros intrínsecos do fluido, também a profundidade de imersão em óleo se afigura como um fator determinante das perdas. De facto, relativamente aos óleos lubrificantes, as maiores contribuições para as poupanças de energia são a substituição dos óleos por óleos de elevada eficiência, e principalmente a redução do nível do óleo lubrificante.

Comparando as perdas por agitação (devidas à viscosidade turbulenta) a uma dada velocidade, algumas profundidades de óleo que podem ser consideradas para a instalação são [85]:

- i) Óleo ao nível do eixo do veio,
- ii) Nível de três vezes o módulo a partir do pinhão (ficando o pinhão e a coroa imersos),
- iii) Nível de três vezes o módulo a partir da coroa (ficando apenas a coroa imersa),
- iv) Nível de uma vez o módulo da coroa (ficando apenas a coroa imersa).

As perdas relativas à agitação (devidas à viscosidade turbulenta) podem ser reduzidas em mais de 50% quando a profundidade de imersão é reduzida do eixo do pinhão para três vezes o módulo a partir da coroa [85].

Na Figura 4.7 estão representadas algumas profundidades de imersão que podem ser utilizadas.



**Figura 4.7 – Diferentes profundidades de imersão em banho de óleo lubrificante em redutores de engrenagens (adaptado de [85]).**

São possíveis poupanças de até 20% através da substituição dos óleos lubrificantes por alternativas de elevada eficiência [85].

O nível de óleo lubrificante tem uma influência mais forte nas perdas por agitação quando comparado com outros parâmetros como a geometria das engrenagens e o tipo de lubrificante [89].

O aumento de temperatura ilustra o balanço de energia do óleo lubrificante, sendo indubitavelmente uma métrica do rendimento energético. O aumento das perdas por atrito representa uma diminuição da eficiência.

As temperaturas podem ser reduzidas em até 40 K baixando o nível do óleo, independentemente das engrenagens e do lubrificante testado [85].

A temperatura do lubrificante aumenta com a velocidade de rotação das engrenagens.

A substituição dos óleos lubrificantes por substitutos de elevada eficiência baixa a temperatura em 10 K [89].

Aumentar o carregamento é genericamente menos influente do que alterar o nível do lubrificante mas pode provocar um aumento de temperatura da ordem dos 30 a 40 K [89].

A evolução das temperaturas com a velocidade de rotação é principalmente dependente do nível do óleo, seguido do carregamento e, numa escala inferior, pelos tipos de óleo e de engrenagens.

Podem ser obtidas poupanças energéticas significativas utilizando lubrificantes de elevada eficiência energética. Especificamente, é possível atingir poupanças na ordem dos 5 a 8% utilizando estes óleos lubrificantes quando comparando com outros produtos típicos na indústria [84].

A bancada de ensaios para investigação em engrenagens e transmissões (em alemão *Forschungstelle für Zahnräder und Getriebebau* - FZG) é utilizada numa grande variedade de testes standardizados e não standardizados [96].

Na Figura 4.8 está ilustrada a montagem da bancada de testes FZG.

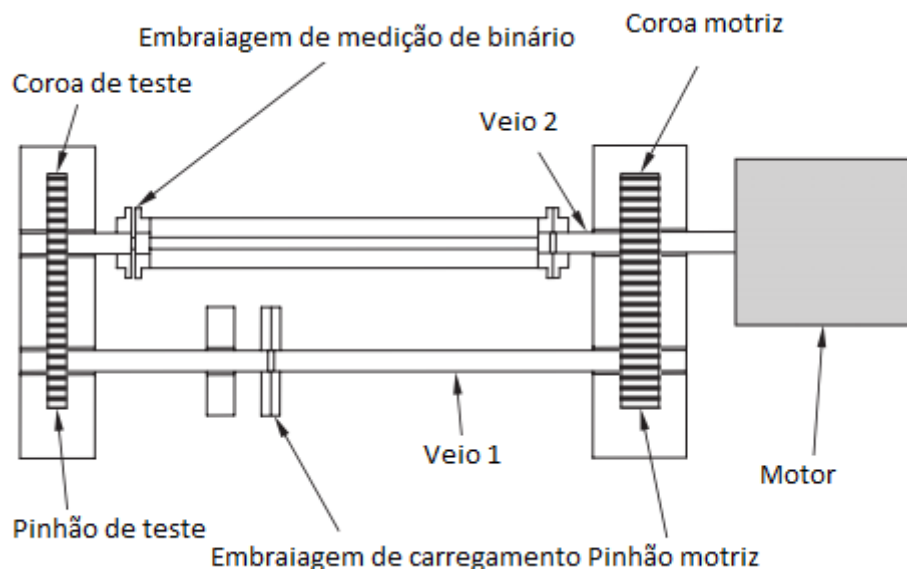


Figura 4.8 – Esquema da bancada de testes FZG (adaptado de [96])

Por exemplo, pode ser utilizada para comparar a eficiência energética de diferentes tipos de óleos standardizados, ao permitir fixar outras variáveis. A energia necessária para o funcionamento da instalação utilizando os óleos com melhor e pior performance varia em até 14,6% [96].

Na Tabela 4.3 estão sumariadas algumas métricas acerca dos efeitos de ações de manutenção de óleos lubrificantes.

**Tabela 4.3 – Efeitos de ações de manutenção de óleos lubrificantes.**

| <b>Ação de manutenção</b>                  | <b>Métrica utilizada</b>           | <b>Variação</b> |
|--|------------------------------------|-----------------|
| Redução da quantidade de óleo lubrificante | Diminuição das perdas por agitação | 50% [85]        |
|  | Diminuição da temperatura          | 40 K [89]       |
| Substituição por óleos de maior eficiência | Diminuição do consumo de energia   | 5% a 8% [84]    |
|  |                                    | 20% [85]        |
|  |                                    | 14,6% [96]      |
|  | Diminuição da temperatura          | 10 K [89]       |

Trocar da utilização de óleos formulados de base mineral para óleos lubrificantes sintéticos mais refinados está genericamente correlacionado positivamente com uma redução nas perdas provocadas pela fricção [104].

Os lubrificantes manufaturados a partir de bases sintéticas tem geralmente coeficientes de pressão de viscosidade mais baixos do que óleos minerais.

Um dos tipos de óleos sintéticos mais utilizados são os óleos PAO (do inglês *polyalphaolefin*, componente que constitui a sua base). Também são frequentemente utilizados os óleos de base éster, que tem a grande vantagem do ponto de vista ambiental de serem biodegradáveis, para além de terem uma viscosidade inferior aos óleos PAO [89].

A utilização destes óleos lubrificantes ditos de elevada eficiência é uma das estratégias utilizadas para diminuir as perdas. No entanto, a influência do tipo de lubrificante na variação das perdas de energia por calor numa instalação é muito inferior às perdas provocadas pela profundidade de imersão [89].

O tipo de engrenagens também tem uma influência marginal na variação da métrica descrita. Por esse motivo optou-se por não considerar estas variáveis no modelo de estudo apresentado [89].

A carga também é uma variável importante para as perdas energéticas. Optou-se neste trabalho por não considerar o seu efeito para que as conclusões obtidas possam ser consideradas válidas para vários carregamentos.

#### **4.2.4.4. Modelo de estudo de redutores de engrenagens**

Com base nos estudos anteriores procurou-se desenvolver um modelo que facilitasse o cruzamento de cenários aí estudados.



Na Tabela 4.4 está indicado o modelo proposto:

**Tabela 4.4 – Eficiência energética em diferentes cenários de manutenção de redutores.**

|                                      | Chumaceira de rolamento nova                | Chumaceira de rolamento desgastada                | Total |
|--------------------------------------|---|---|-------|
| Quantidade excessiva de lubrificante | Eficiência com 2× as perdas nas engrenagens | Eficiência com 2× as perdas nas engrenagens × 84% | 200%  |
| Quantidade adequada de lubrificante  | 100%  | 84%   | 100%  |
| Total                                | 100%  | 84%   |       |

Para construir a tabela, começou por se preencher a última coluna, referente às alterações nas perdas nas engrenagens para situações com uma manutenção considerada adequada e inadequada dos lubrificantes.

As perdas por agitação diminuem em 50% com a diminuição do nível do óleo para um valor adequado [85].

Como as perdas por agitação correspondem a uma grande fatia das perdas totais de um redutor, considerou-se que uma situação de nível excessivo de lubrificante corresponderia a um aumento das perdas para o dobro, quando comparada com uma situação de nível adequado de lubrificante.

Em seguida, preencheu-se a última linha, referente às eficiências energéticas de situações com uma manutenção considerada adequada e inadequada dos rolamentos.

A eficiência energética da instalação pode melhorar em 18% com a substituição de rolamentos. Isto significa que manter um rolamento desgastado pode significar um aumento das perdas mecânicas de 16% [99].

Cruzando os efeitos descritos, obtém-se os rendimentos que correspondem a quatro cenários de combinações de manutenção proposta nas chumaceiras de rolamento e no lubrificante. Para isso, preencheram-se as células internas da tabela de dupla entrada, multiplicando as eficiências energéticas associadas a cada operação para obter a eficiência energética da combinação de operações.

Importa notar que a tabela é construída com valores de rendimentos e não como perdas. Este facto prende-se, mais do que por uma questão de apresentação, por questões de cálculo (por permitir obter os valores das células internas por multiplicação simples). Se for necessário, no entanto, os rendimentos podem ser convertidos em perdas energéticas e vice-versa pela subtração à unidade.

Assim chegou-se aos dois cenários correspondentes aos extremos da qualidade de manutenção de redutores, tendo em conta a condição das chumaceiras de rolamento e o nível de lubrificante: nível

lubrificante excessivamente alto e chumaceira de rolamento desgastada e nível de lubrificante adequado e chumaceira de rolamento nova.

Vale a pena ressaltar que a situação corresponde a uma abordagem prática e pragmática que obrigou a uma simplificação do problema fisicamente extremamente complexo, segundo a qual se consideraram as duas variáveis (nível do lubrificante e condição da chumaceira) variáveis independentes. Os estudos que consideram a interpretação dos redutores de engrenagens como sistemas modulares, constituídos por componentes como engrenagens, chumaceiras, lubrificantes e vedantes têm intrinsecamente um problema de *feedback* ou retroalimentação dos dados. Isto acontece porque é impossível considerar a influência pura de cada componente, e os valores propostos têm sempre uma dependência dos outros componentes escolhidos e configurados de forma distinta nos modelos propostos. As perdas nos subcomponentes não podem ser consideradas de forma inteiramente independente, são antes funções dependentes de mais do que um subcomponente. A simplificação referida é uma limitação deste modelo modular assumido.

Com os cenários quantifica-se não só a manutenção melhor de chumaceiras de rolamento e de lubrificantes, mas uma melhoria simultânea nos dois tipos de intervenção.

### **4.3. Instalação mecânica**

#### **4.3.1. Caracterização de acoplamentos**

Um acoplamento, frequentemente também chamado de união de veios, é um dispositivo utilizado para conectar as extremidades de dois veios com o objetivo de transmitir potência mecânica.

Tipicamente os acoplamentos não permitem desconexão dos veios durante a operação, no entanto existem alguns tipos especiais de componentes que controlam o momento de rotação, permitindo o escorregamento ou desconexão dos veios caso um determinado limiar de esforços mecânicos seja ultrapassado.

Uma das funções transversais a vários tipos de uniões de veios é a de admitir um determinado grau de desalinhamento, adicionado pelas folgas e tolerâncias intrínsecas, isto é, fornecer flexibilidade a uma ligação mecânica.

Outros propósitos que estes componentes podem servir são permitir a ligação entre componentes fabricados separadamente como motor e gerador e permitir desconexão para reparações e alterações (promove a modularidade de uma instalação), reduzir a transmissão de choques entre veios, introduzir proteção contra sobrecargas e melhorar as características de vibração de componentes rotativos [105].

Pela seleção criteriosa de componentes, assim como os cuidados durante a sua instalação e manutenção é possível preconizar poupanças significativas reduzindo os custos de manutenção, aumentando o tempo útil de operação e aumentando a eficiência com que a referida transmissão de energia acontece.

Existem muitos tipos de acoplamentos, o que dificulta a sua classificação. Apesar disso, os acoplamentos podem ser genericamente agrupados em duas classes: acoplamentos rígidos ou acoplamentos flexíveis.

Os acoplamentos rígidos requerem um alinhamento preciso dos dois veios e fixam-nos firmemente. Assim, ajudam a maximizar a performance, e aumentar a eficiência e o tempo de vida da máquina.

Os acoplamentos flexíveis são usados para transmitir momento de rotação entre veios permitindo um determinado desalinhamento. Estas folgas e movimento adicional oferecidos pelos acoplamentos originam obviamente compromissos na eficiência energética da união de veios mas têm duas vantagens importantes. Por um lado um acoplamento flexível permite reduções significativas no amortecimento da vibração. Por outro lado, esse amortecimento oferece muitas vezes reduções de ruído durante a operação da máquina. Assim, este tipo de acoplamentos é utilizado para proteger os componentes motores e movidos pelos veios de efeitos devidos ao desalinhamento dos veios, esforços repentinos, choques e expansão e vibração dos veios. A manutenção de acoplamentos é relativamente simples, requerendo apenas a inspeção periódica de cada acoplamento. Esta inspeção consiste em [106]:

- i) Realizar uma inspeção visual, procurando sinais de desgaste ou fadiga, e limpeza regular,
- ii) Verificar e mudar regularmente o lubrificante, se o acoplamento é lubrificado. Esta manutenção é necessária anualmente para a maioria dos acoplamentos e mais frequentemente para acoplamentos e ambientes adversos ou em condições de operação exigentes,
- iii) Documentar a manutenção feita em cada acoplamento e registrar a data.

Na maioria das empresas de processo bombas e sistemas de bombagem representam uma percentagem significativa da instalação e dos custos de operação.

Frequentemente os projetistas e desenhistas têm muita atenção no projeto das bombas e este cuidado termina neste fase.

A instalação correta inicial de uma bomba no local tem o efeito mais significativo na condição de operação e performance ao longo do ciclo de vida da bomba.

Num estudo sobre a eficiência energética de bombas realizado em indústrias de processo, concluiu-se que a maior contribuição que um engenheiro pode fazer para reduzir os custos de sistemas de bombagens durante todo o seu tempo de vida é realizando um alinhamento correto antes do início da atividade [107]–[109].

Na análise do estudo de caso recuperar-se-á esta noção e será desenvolvida e quantificada em detalhe o impacto dos alinhamentos no balanço energético de uma instalação industrial.

#### **4.3.2. Alinhamento de veios em acoplamentos**

O desalinhamento de veios pode ser definido como o fenómeno que ocorre quando os eixos de rotação de duas máquinas não são coincidentes no ponto em que ocorre a transferência de potência.

Esta condição de operação é considerada anómala, salvo em casos excepcionais em que tipos específicos de acoplamentos podem requerer desalinhamento para garantir que estão corretamente lubrificados durante a operação, como por exemplo em acoplamentos de engrenagens ou veios de transmissão.

Os veios não são perfeitamente retos. Em vez disso tendem a fletir devido ao seu próprio peso sob a forma de catenárias e por essa razão o alinhamento dos veios é sempre medido no referido ponto de transferência de potência mecânica.

A posição das superfícies dos acoplamentos não está necessariamente relacionada com os eixos de rotação dos veios. A definição de alinhamento de veios não deve ser confundida com “alinhamento de acoplamentos”.

A folga do acoplamento tem uma exatidão desconhecida, isto é, rodar um veio e utilizar um relógio comparador para medir a superfície oposta no acoplamento não determina os eixos de rotação dos veios.

As condições de alinhamento são frequentemente sujeitas a alterações durante a operação da máquina. Estas alterações podem ter origem na dilatação provocada pela temperatura, que veremos mais a frente com maior detalhe, por deformações mecânicas e momentos de rotação dos veios, por movimentos da base onde a máquina está apoiada e por vibrações radiais ou axiais no interior de rolamentos.

Assim, o alinhamento deve ser ratificado em condições o mais próximas possível das de operação, por forma a contabilizar o efeito da temperatura e os demais efeitos referidos.

No que diz respeito a descrever e quantificar os alinhamentos, a existência de métodos diferentes para utilizar relógios comparadores e de outras soluções de medição poderia dar origem a problemas de comparação entre medições e a inclusão das respetivas tolerâncias nos valores.

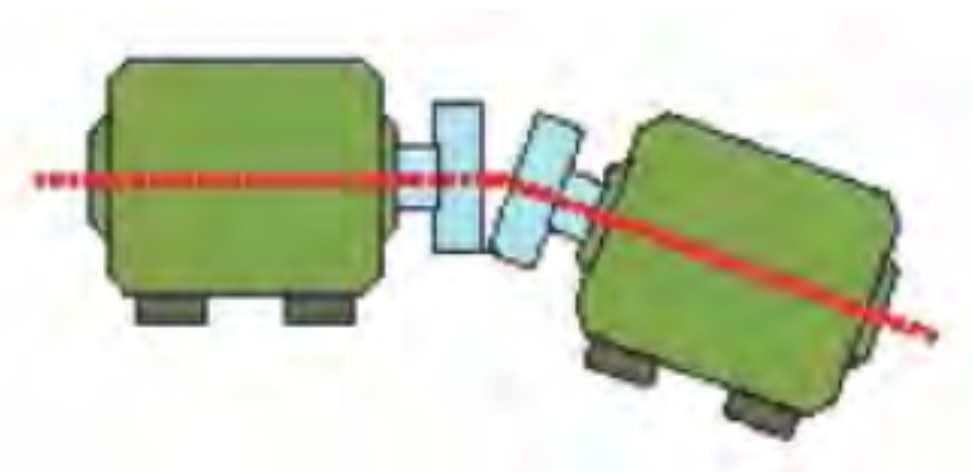
Por esse motivo, surge a necessidade de utilizar uma abordagem mais abrangente e transversal para definir um desalinhamento.

Desalinhamentos paralelos ocorrem quando os eixos dos veios são paralelos mas não coincidentes. Desafinamentos angulares acontecem quando os eixos dos veios são concorrentes mas as extremidades dos veios intersectam-se num ponto de contacto [37], [107]–[111].

A condição de desalinhamento real que ocorre em máquinas rotativas é virtualmente sempre uma combinação destes dois tipos. Assim podemos descrever o estado de alinhamento em termos de angularidade e *offset* (ou desfasamento) nas direções horizontal e vertical.

Angularidade descreve o ângulo entre os dois eixos de rotação. Pode ser expresso diretamente como um ângulo (em graus) ou em termos de um declive (em mm/mm). Esta medida é particularmente útil por se poder multiplicar pelo diâmetro do acoplamento para obter a distância de separação no rebordo do acoplamento. É frequente expressar a angulosidade como esta separação por diâmetro.

Na Figura 4.9 está representado um exemplo de desalinhamento angular.



**Figura 4.9 – Exemplo de desalinhamento angular [111].**

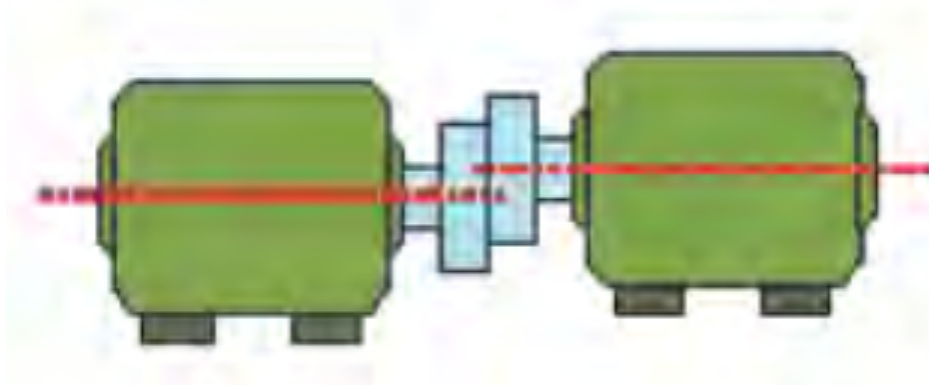
O *offset* é a distância entre os eixos de rotação dos veios. Como os eixos raramente são paralelos, para a mesma condição de alinhamento o valor de *offset* varia dependendo do local onde é medido. Por omissão, este valor determina-se para o centro do acoplamento em acoplamentos flexíveis. No caso em que se usa calibrador, esta distância deve ser medida no plano em que ocorre a transmissão de potência dentro do acoplamento.

Os desalinhamentos provocam forças de reação nas chumaceiras de rolamento, nos veios e nos acoplamentos. Estas forças unidirecionais são de difícil medição. Consequências frequentes destas forças são empenhamento de veios, dos rotores, podendo originar defeitos superficiais ou até fraturas do veio no manual ou no cubo do acoplamento [62], [111]–[113].

Grandes esforços provocam o aumento de consumo energético por parte do componente acionador [62], [111]–[113].

O alinhamento entre os componentes motor e motriz deve ser verificado e ajustado tanto com a ligação conectada como desconectada - não deve verificar-se diferença entre os dois valores de leituras de alinhamentos.

Na Figura 4.10 está representado um exemplo de desalinhamento linear.



**Figura 4.10 – Exemplo de desalinhamento linear [111].**

O alinhamento do conjunto da bomba não deve depender do facto de os acoplamentos flexíveis utilizados suportarem, segundo fabricante, desalinhamentos consideráveis. Os acoplamentos podem resistir desalinhamentos de 1 ou 2 mm, mas os outros componentes do conjunto não.

Estes passam para os componentes adjacentes da bomba, como retentores e chumaceira de chumaceira de rolamentos, os quais são rapidamente danificados pelas forças de desalinhamento transferidas. A figura mostra o graficamente o efeito da transmissão de calor causado pelo desalinhamento.

Um bom alinhamento assegura que o ciclo de vida do equipamento e a eficiência projetada da bomba é atingida e reduz significativamente os custos de operação.

Alinhamento de veios tem uma contribuição importante para a fiabilidade de uma fábrica, como já se constatou em várias indústrias. Por exemplo, a redução quantificável de paragem da fábrica não agendada já foi reproduzida em inúmeros casos de sucesso em todo o mundo. Mas ainda existem muitas dezenas de milhares de bombas a operar com desalinhamentos excessivos e a serem reparadas a cada ano por causa de algo que é esperado acontecer [108].

Na presença deste tipo de anomalias as máquinas apresentam falhas e avarias mais frequentes, isto é, verifica-se uma redução do tempo médio entre falhas [37].

Outra consequência nefasta são as perdas energéticas no acoplamento, sob a forma de vibrações mecânicas e de atrito e calor gerados no acoplamento.

Os fabricantes de acoplamentos alegam frequentemente que os seus acoplamentos podem absorver os esforços causados pelo desalinhamento. Embora seja verdade em muitos casos, não pode ser ignorado o facto de as chumaceiras de rolamentos não aguentarem estes esforços e do aumento que um alinhamento deficiente pode provocar no consumo de energia da máquina.

#### **4.3.2.1. Alinhamentos com régua**

Este método de alinhamento de veios foi prática comum em muitas indústrias em que se utilizavam acoplamentos flexíveis para efetuar as ligações entre eixos de rotação e considerava-se suficientemente bom determinar a condição de alinhamento por análise visual e fixar a máquina em seguida.

O equipamento é barato e está facilmente disponível e as correções a ser introduzidas nas patas de fixação eram tipicamente estimadas em função da experiência do operador encarregue do alinhamento.

Tipicamente as correções nas patas da máquina são repetidas por tentativa erro até a condição de alinhamento ser verificada. Mesmo assim não existe certeza quando ao alinhamento realizado.

Sendo a resolução do olho humano é limitada a 0,1 mm, a exatidão do alinhamento é limitada de forma correspondente [111].

Sem verificar extensivamente a exatidão das folgas entre o acoplamento e o veio, não pode ser estabelecida qualquer correlação entre o alinhamento realizado e o alinhamento entre os veios das máquinas.

Este método pode ser descrito como alinhamento de acoplamentos e não acoplamento de veios, tal como definido anteriormente.

#### **4.3.2.2. Régua e calibrador de folga (*feeler gauge*)**

Embora em determinadas circunstâncias seja classificado como um método visual de alinhamento de veios, o método do calibrador de folga é considerado perfeitamente aceitável em muitas aplicações.

Na instalação de sistemas de turbinas, por exemplo, onde o acoplamento é uma parte integrante do veio do rotor e não possui elementos flexíveis, é possível para um engenheiro de turbinas alinhar as duas metades de acoplamentos com uma grande exatidão.

Para conseguir um alinhamento correto, fazem-se as leituras em quatro posições desfasadas 90°, notando os traços de referência em ambas as metades do acoplamento. Quando a régua se mantiver nivelada nas duas metades em cada uma das quatro posições (0°, 90°, 180° e 270°), o alinhamento paralelo é conseguido. Quando o medidor de folga mostrar a mesma espessura nas quatro posições considera-se que o alinhamento angular foi obtido [37].

Por vezes o alinhamento prossegue com leituras adicionais do vão e é considerada a média das medições efetuadas.

Em aplicações em que sejam utilizados acoplamentos de elementos flexíveis, a utilização dos calibradores de folga tem as mesmas limitações que o método de régua e portanto apenas pode ser descrito como alinhamento de acoplamento.

#### 4.3.2.3. Relógio comparador (*dial indicator*)

O comparador é um instrumento mecânico de precisão que mede a posição relativa do eixo. Consiste basicamente num invólucro que contém diversos componentes mecânicos de precisão, uma face com marcas de 0.01 mm cada, um ponteiro e um êmbolo de encosto ao veio.

A Figura 4.11 mostra um relógio comparador do fabricante Mitutoyo.



**Figura 4.11 – Relógio comparador Mitutoyo.**

A utilização de relógios compradores para a grande maioria dos alinhamentos de veios em que se utilizam acoplamentos flexíveis representa uma melhoria substancial na exatidão das medições.

Podem ser utilizados diversos tipos de montagens para fazer alinhamentos com relógios comparadores.

É útil para o operador que está a fazer a instalação da máquina rotativa considerar alguns fatores no que toca à tarefa de alinhamento.

Independentemente da solidez que o suporte do comparador aparente, é natural que este dobre ligeiramente devido ao peso. Este ligeiro desvio deve ser sempre medido e tido em conta antes de serem feitas leituras adicionais do alinhamento dos veios.

Devido ao atrito interno ou histories, por vezes tem que ser dada uma ligeira pancada no indicador para que a agulha tome o seu valor final.



A resolução deste método pode chegar aos 0,025 mm de resolução. No entanto ocorrem por vezes erros simples de medição quando os indicadores são lidos em condições difíceis de ou com constrangimentos de tempo.

Pequenas folgas nas ligações mecânicas podem passar despercebidas, mas irão produzir grandes erros de leitura. Adicionalmente, é necessário certificar-se que o medidor está montado perpendicularmente à superfície de medição, de modo a que a leitura de deslocamento não seja prejudicar. Por fim, se não forem utilizados calibres axiais, as folgas no eixo axial poderão afetar as leituras de desalinhamento angular.

#### **4.3.2.4. Alinhamento a laser**

O alinhamento a laser é o melhor método utilizado para alinhar veios acoplados, porque oferece uma grande superioridade técnica a vários níveis face a métodos tradicionais de alinhamento, como calibradores de folga e relógios comparadores [111].

A precisão do alinhamento a laser pode atingir dez vezes a precisão dos outros métodos, e elimina erros sistemáticos e leituras inconsistentes, o que garante uma maior confiabilidade e rapidez no alinhamento [111].

Este método baseia-se na medição da posição angular e paralela dos veios através da emissão e deteção de um ou dois feixes laser. Tipicamente utiliza-se duas unidades, sendo uma emissora e a outra recetora do feixe laser. Os sensores são ligados a um microcomputador (por meio de cabos ou por rádio frequência) que realiza os cálculos e determina orientações para a correção do desalinhamento. Assim, o método é muito versátil e prático [37].

O método tem como grande limitação a impossibilidade de uso em ambientes onde ocorra a refração no feixe do laser. Por exemplo nas imediações duma turbina a vapor, em que se geram nuvens de vapor de água, ou sob a luz solar onde podem ocorrer interferências ou erros nas medições [62].

Como vimos nas secções anteriores, existem várias considerações que devem ser tidas em conta quando se utilizam métodos de análise de veios. Nenhuma destas considerações se aplica ao método de alinhamento laser.

Os benefícios fornecidos pelos sistemas de alinhamento laser são [111]:

- i) Alinhamento de precisão com sem necessidade de realizar cálculos auxiliares.
- ii) A interface gráfica apresenta os resultados das medições nos veios e apresenta sugestões de correções nos pés da máquina.
- iii) Não é preciso desmontar o acoplamento para efetuar o alinhamento.
- iv) Não é necessário fazer leituras de localizações pré-determinadas como 12:00, 6:00, etc. Podem ser obtidos resultados com rotações do veio inferiores a 9°.

- v) O armazenamento de informação possibilidade de impressão dos resultados sob a forma de relatório da condição de alinhamento.
- vi) Apresentação dinâmica e em tempo real das correções verticais e horizontais durante o procedimento de alinhamento.
- vii) Análise de exatidão do alinhamento através de valores de tolerâncias incluídas no *software*.

### 4.3.3. Aspetos energéticos de alinhamentos

#### 4.3.3.1. Influência dos alinhamentos na temperatura de operação

Uma medida indireta da influência da qualidade das instalações de acionamentos eletromecânicos na sua eficiência energética é a temperatura de funcionamento. Tipicamente, uma temperatura de operação mais elevada sinaliza perdas mecânicas maiores, que se traduzem numa eficiência energética mais baixa.

Na Figura 4.12 encontra-se representada a variação de temperatura com o desalinhamento linear da ligação mecânica de máquinas rotativas.

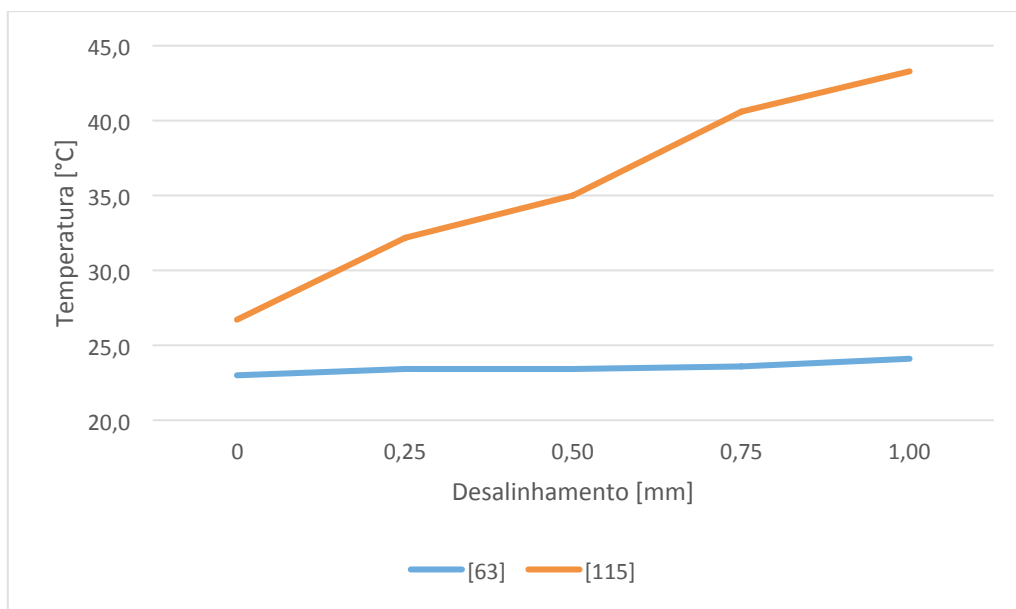
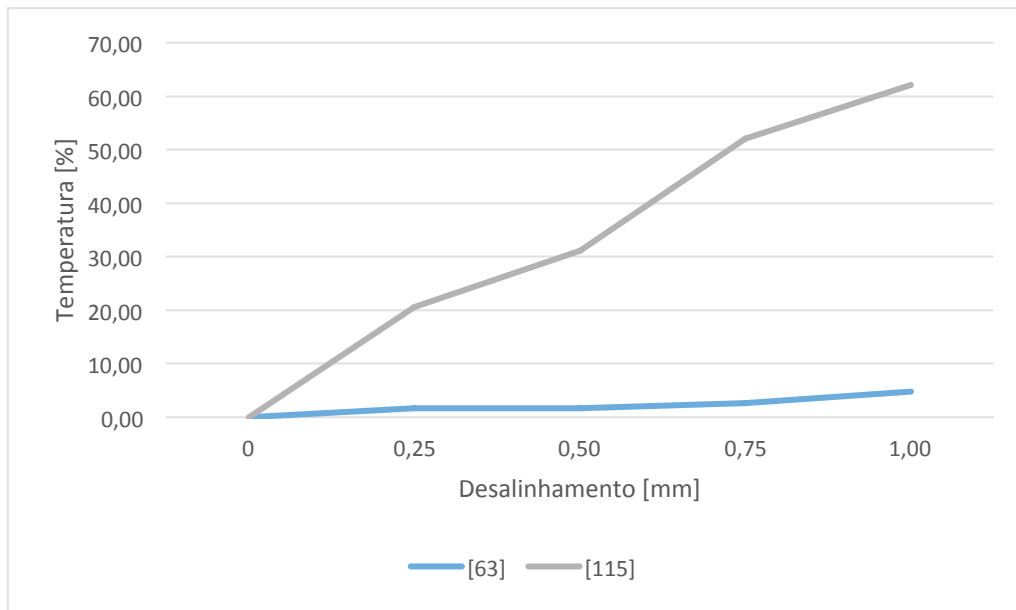


Figura 4.12 – Evolução da temperatura da máquina em função do desalinhamento linear (adaptado de [62], [113]).

Na Figura 4.13 encontra-se representada a variação percentual de temperatura com o desalinhamento linear da ligação mecânica de máquinas rotativas.



**Figura 4.13 – Variação da temperatura da máquina com a introdução de desalinhamentos lineares (adaptado de [62], [113]).**

#### **4.3.3.2. Modelo de estudo da instalação mecânica**

Uma forma de fazer estimativas de perdas de energia resultantes da qualidade dos alinhamentos mecânicos é introduzir desalinhamentos em instalações mecânicas e observar as consequências para as suas condições de operação.

Um desalinhamento linear (em *offset*) de 1,78 mm corresponde ao desalinhamento máximo recomendado pelo fabricante de chumaceiras de rolamento e traduz-se na redução da vida útil dos rolamentos em 50% [112].

Comparando com os valores típicos de desalinhamentos recomendados [107], classifica-se este cenário de instalação incorreta.

Um desalinhamento linear (em *offset*) de 0,53 mm corresponde a 30% do desalinhamento máximo recomendado pelo fabricante de chumaceiras de rolamento e traduz-se na redução da vida útil dos rolamentos em 20% [112].

Comparando com os valores típicos de desalinhamentos recomendados [107], classifica-se este cenário de instalação convencional.

Adicionalmente, considera-se uma terceira situação, em que a instalação é feita com recurso a alinhamento a laser, na qual o desalinhamento resultante será inferior a 0,05 mm e o tempo de vida dos rolamentos se considera não afetado, ou seja, correspondente ao valor indicado pelo fabricante (tipicamente três anos).

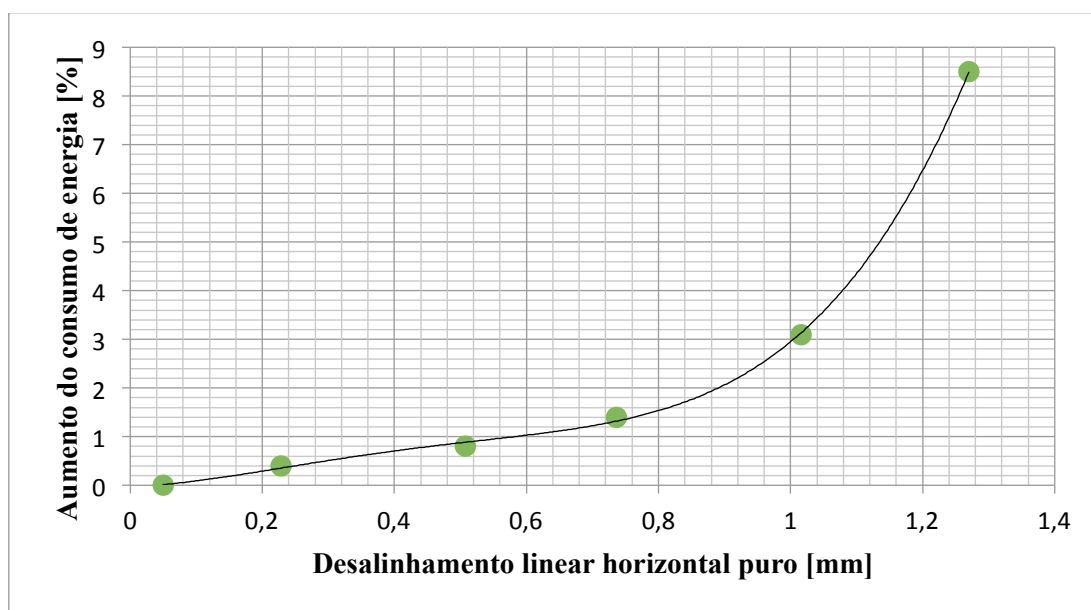
Para estes três cenários de instalação – incorreta, convencional e de precisão, estima-se os valores de perdas de eficiência energética

A Tabela 4.5. corresponde a diferentes deslocamentos lineares horizontais puros e às variações de consumos energéticos que lhe estão associados.

**Tabela 4.5 – Efeito de um deslocamento linear horizontal puro nos consumos de energia (adaptado de [107]).**

| <b>Desalinhamento linear horizontal puro [mm]</b> | <b>Aumento dos consumos energéticos [%]</b> |
|---|---|
| 0   | 0   |
| 0,23  | 0,4   |
| 0,51  | 0,8   |
| 0,74  | 1,4   |
| 1,02  | 3,1   |
| 1,27  | 8,5   |

A Figura 4.14 corresponde à curva da equação de regressão que melhor se ajusta aos dados experimentais apresentados.



**Figura 4.14 – Efeito de um deslocamento linear horizontal puro nos consumos de energia (adaptado de [107]).**

A Equação 4.5 é a equação da regressão dos pontos experimentais.

$$y = 12,043x^4 - 18,547x^3 + 9,1816x^2 + 0,263x + 0,0095 \quad \text{Equação 4.5}$$

A variável independente  $x$  designa o desalinhamento (em mm) e  $y$  é a variável dependente correspondente às perdas de energia (em %) em relação à situação de alinhamento de precisão.

O coeficiente de determinação da regressão linear obtido foi de 0,9997, o que confirma a qualidade da aproximação.

O valor de perda de energia para a instalação incorreta (1,78 mm) estima-se, a partir da Equação 4.5, em 45,86%.

Acresce ainda que a instalação incorreta determina, para além das perdas de energia estimadas, uma redução do tempo de vida útil dos rolamentos em 50%, o que significa uma perda concomitante de eficiência no processo produtivo, implicando uma maior frequência de operações de manutenção (redução do tempo médio entre falhas).

Considerando uma instalação com uma técnica convencional, e utilizando a Equação 4.5, determina-se que ocorre uma redução de aproximadamente 1% da eficiência energética, quando comparada com a instalação de precisão.

Neste caso, a redução de vida útil é de 20%, o que deve ser entendido como uma perda implícita de eficiência de processo produtivo.

O valor de perda de energia para a instalação convencional (0,53 mm) estima-se, a partir da Equação 4.5, em 0,92%.

Na Tabela 4.6 encontram-se resumidas as conclusões enunciadas.

**Tabela 4.6 – Influência de diferentes cenários de alinhamento na instalação de um moto-reductor.**

|  | <b>Instalação de precisão</b> | <b>Instalação convencional</b> | <b>Instalação incorreta</b> |
|--|-------------------------------|--------------------------------|-----------------------------|
| <b>Desalinhamento linear [mm]</b>                        | 0,05                          | 0,53                           | 1,78                        |
| <b>Diminuição de eficiência energética [%]</b>           | $\approx 0$                   | 0,92                           | 45,86                       |
| <b>Vida útil dos rolamentos [% da vida útil nominal]</b> | $\approx 100$                 | 80                             | 50                          |

Na prática os desalinhamentos existentes em instalações industriais são compostos por alinhamentos lineares e angulares.

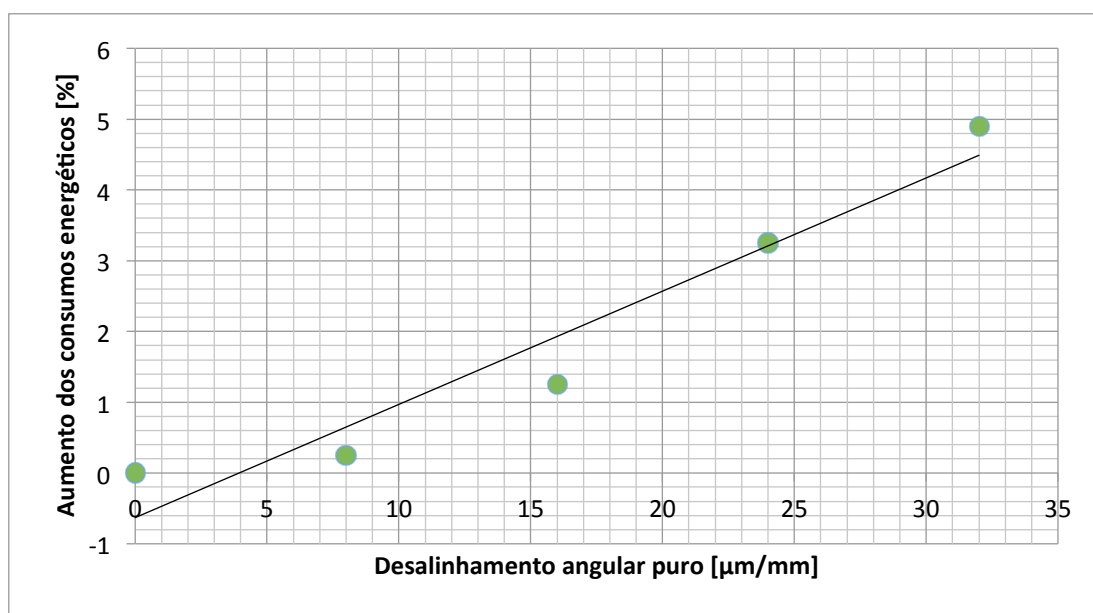
Numa tentativa de tornar o modelo proposto mais robusto, é útil considerar dados adicionais [107], respeitantes a condições de operação na presença de desalinhamentos angulares.

A Tabela 4.7. corresponde a diferentes deslocamentos angulares puros e às variações de consumos energéticos que lhe estão associados.

**Tabela 4.7 – Efeito de um deslocamento angular puro nos consumos de energia (adaptado de [107]).**

| <b>Desalinhamento angular puro<br/>[μm/mm]</b> | <b>Aumento dos consumos<br/>energéticos [%]</b> |
|--|---|
| 0,5  | 0   |
| 8  | 0,25  |
| 16   | 1,25  |
| 24   | 3,25  |
| 32   | 4,90  |

A Figura 4.15 corresponde à curva da equação de regressão que melhor se ajusta aos dados experimentais apresentados.



**Figura 4.15 – Efeito de um deslocamento linear horizontal puro nos consumos de energia (adaptado de [107]).**

A Equação 4.6 é a equação da regressão dos pontos experimentais.

$$y = 0,1337x$$

Equação 4.6

A variável independente  $x$  designa o desalinhamento (expresso em  $\mu\text{m}$  de vão no cubo sobre  $\text{mm}$  de diâmetro do cubo) e  $y$  é a variável dependente correspondente às perdas de energia expressas em % em relação à situação de alinhamento de referência.

O coeficiente de determinação da regressão linear obtido foi de 0,8944, o que é aceitável tendo em vista uma amostra de apenas cinco valores, que não facilita uma diluição de erros de experimentação e de medição. Estudos posteriores com uma recolha de pontos de informação mais extensiva poderão possibilitar resultados estatisticamente mais sólidos.

Dados da indústria fornecidos aos autores, o desalinhamento angular típico corresponde a 0,002  $\text{mm/mm}$  e recomenda a utilização da tecnologia laser para alinhar as máquinas em 0,0005  $\text{mm/mm}$  [107].

Utilizando a Equação 4.6, estima-se o valor de perda de energia para a instalação incorreta em 0,3%.

Por fim, considera-se que a eficiência da ligação mecânica é igual ao produto das eficiências parcelares dependentes da qualidade do alinhamento medida linearmente e angularmente. Assim, obtém-se para uma instalação convencional uma eficiência energética de 99,7%, que significa perdas de energia de 0,3%.





## 5. Estudo de caso

### 5.1. A SEW-Eurodrive

A SEW-Eurodrive é uma das principais produtoras de moto-redutores a nível mundial. Foi fundada em 1931 em Bruchsal, no Sul da Alemanha, com o nome *Süddeutsche Elektromotoren Werke* [114].

Em 1965 a empresa introduziu pela primeira vez o carácter modular nos seus sistemas aumentando em larga escala o número de combinações de componentes. A possibilidade de comutação entre componentes permite oferecer aos clientes soluções específicas e adequadas a um grande número de indústrias, nomeadamente aplicações no movimento de linhas de montagem, na indústria automóvel, em armazéns automáticos verticais e na exploração de matérias primas (indústrias química, siderúrgica, petrolífera, papel e pasta de papel, alimentação, plásticos e cerâmica).

A SEW-Eurodrive revolucionou a indústria ao juntar o motor e a caixa de velocidades num só componente, conhecido em português como o moto redutor. Ao ultrapassar as limitações de utilizar máquinas separadas, nasceu um conceito de otimização mais abrangente que se traduziu em ciclos de vida do equipamento mais longos. Esta vontade de integração dos serviços prestados (encapsulada no lema da empresa “O cliente não quer produtos, quer soluções”), levou ainda à expansão do negócio da engenharia de acionamentos para uma importante participação na indústria da electrónica. De facto, para além da vasta gama de moto-redutores helicoidais, helicoidais cónicos, e planetários, atualmente a empresa fabrica também inversores de frequência, servomotores, e integra todas estas tecnologias em produtos flexíveis e económicos. Em 2009 iniciou a produção própria de moto-redutores industriais, aumentando consideravelmente a amplitude de aplicações possíveis com a sua gama de produtos. A empresa tem também uma forte componente de prestação de serviços pós-venda de manutenção.

A SEW-Eurodrive tem, na data da entrega desta dissertação, quinze unidades produtivas em seis países e setenta unidades de montagem em todo o mundo. Esta organização da produção em ilhas faz parte de uma estratégia que torna o processo mais económico distribuindo a responsabilidade por equipas pequenas. Em Portugal a SEW-Eurodrive foi fundada em 1990, tendo atualmente escritórios técnicos em Lisboa e no Porto, e uma unidade de montagem na Mealhada, onde me desloquei durante a investigação e escrita deste trabalho. Gerando à volta de 15000 postos de trabalho, entre técnicos, funcionários, e os cerca de 550 engenheiros e investigadores, a sua faturação anual ronda os 2,5 biliões de euros.

O carácter integrador evidente na modularidade dos acionamentos e demais componentes produzidos, manifesta-se também na presença da empresa em todas as fases do produto desde a investigação, conceção, desenvolvimento, produção e montagem dos seus componentes, e no serviço de acompanhamento e manutenção pós-venda.

A SEW-Eurodrive é a empresa líder na indústria em Portugal.

## 5.2. Conjunto moto-redutor objeto de estudo

Neste capítulo serão feitas considerações sobre a eficiência energética de moto-redutores sujeitos a protocolos de manutenção preditiva. Apesar de se estudar um conjunto abrangente de aplicações, é útil considerar um equipamento específico para quantificar os assuntos energéticos.

O motor escolhido é um DRN 200 L4, que faz parte da classe de motores recentes comercializados pela SEW-Eurodrive e disponível apenas nos catálogos mais atualizados). Este motor IE3 de 4 polos tem 30 kW de potência, uma velocidade de rotação de 1500 rpm. Na Figura 5.1 pode ver-se o motor elétrico em estudo.

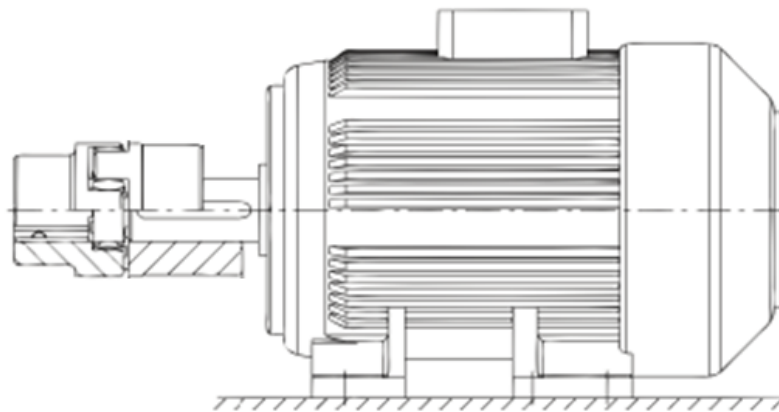


Figura 5.1 – Motor elétrico DRN200L (adaptado de [115]).

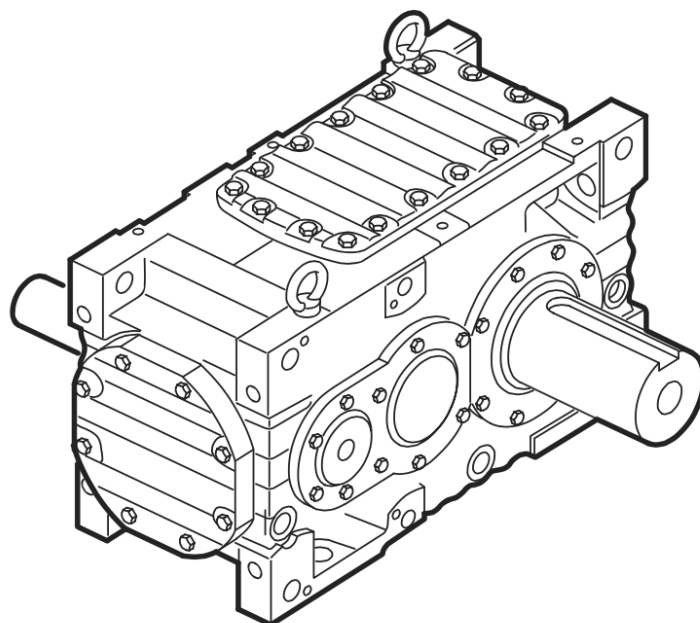
Na Figura E-1 e na Figura E-2 estão os desenhos técnicos deste motor elétrico.

O redutor escolhido foi um redutor industrial da série MC, especificamente o redutor MC2PLSF04. É um redutor de dois estágios de engrenagens helicoidais, com *design* horizontal e veio de saída sólido. É instalado com fixação por patas.

Os redutores industriais do tipo MC são redutores de engrenagens helicoidais e de engrenagens cónicas especialmente compactos. A construção de eixos paralelos oferece uma grande liberdade na conceção do sistema e exige pouquíssimo espaço. Os redutores MC são utilizados na indústria de manipulação de materiais, transporte de cargas pesadas, misturadores, acionamentos de guias e trituradores. As principais vantagens são o *design* compacto e robusto que permite a transmissão de diversas faixas de momentos de rotação e potências mecânicas, a característica modular do equipamento permite uma manutenção ou substituição mais fácil e expedita [114].

No presente estudo de caso, o redutor apresenta veios sólidos e vai estar fixo por patas.

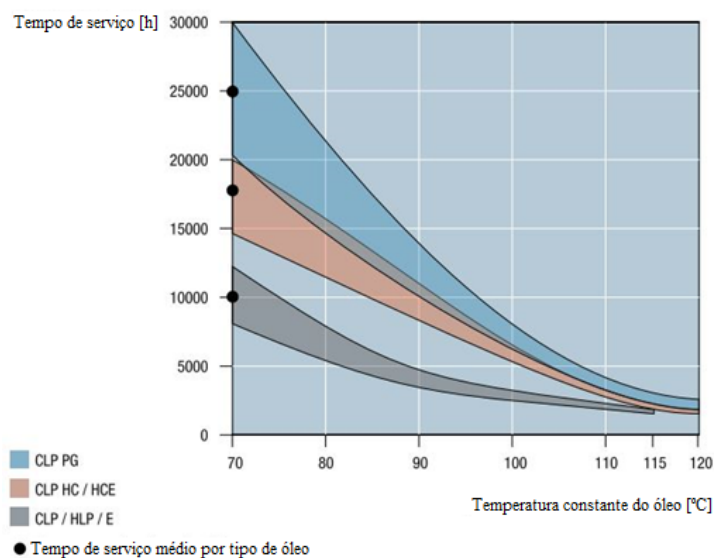
Este redutor encontra-se representado na Figura 5.2.



**Figura 5.2 – Redutor de engrenagens MC2PLSF04 [116].**

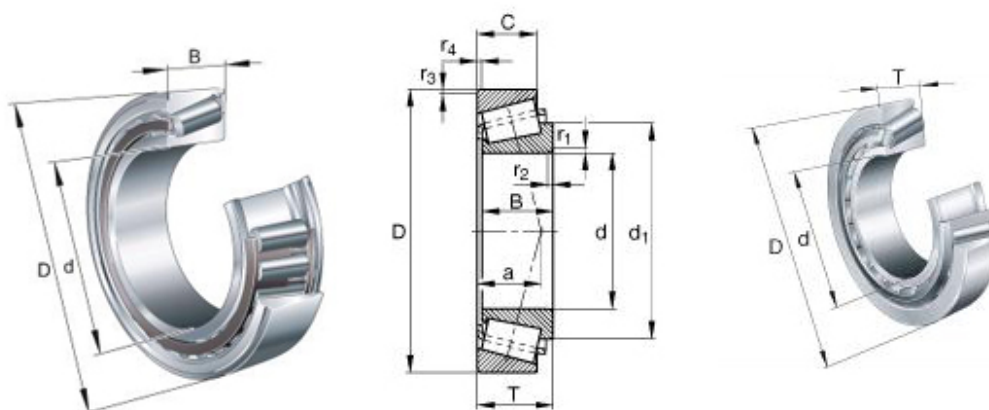
Na Figura F-1, Figura F-2, Figura F-3, Tabela F-1, Tabela F-2 e Tabela F-3 encontram-se desenhos técnicos, lista de peças e vista explodida do redutor.

O lubrificante de engrenagens utilizado é um lubrificante sintético do tipo CLP HC 320. Na Figura 5.3 é visível a durabilidade deste óleo expressa em número de horas de operação em função da temperatura do banho de óleo.



**Figura 5.3 – Tempo entre substituições de lubrificante em função da temperatura (adaptado de [56]).**

As chumaceiras de rolamento do redutor de engrenagens são fabricadas pela SKF. Os modelos são SKF 30221, SKF 32310, SKF 32312 e SKF 33312. Os elementos rolantes deste tipo de chumaceira de rolamento são rolos cônicos. Na Figura 5.4 podemos ver várias representações das referidas chumaceiras de rolamento.



**Figura 5.4 – Chumaceira de rolamento de rolos cônicos (diferentes vistas) [117].**

Os acoplamentos escolhidos são da marca KTR. Entre o motor e redutor, o acoplamento é KTR Rotex 42 (acoplamento do tipo elástico – permite maior absorção de choques).

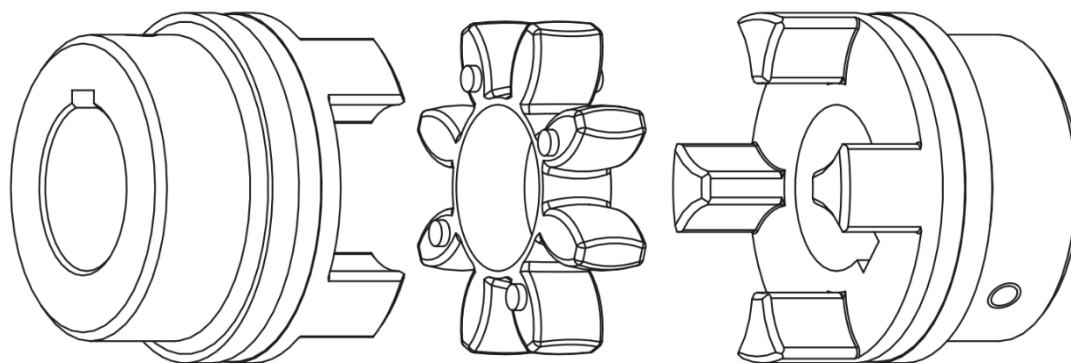
São caracterizados por terem pequenas dimensões, serem leves e terem baixos momentos de inércia, e apesar disso serem capazes de transmitir grandes momentos de rotação.

Em relação às aplicações os acoplamentos Rotex são ideais para transmitir momentos de rotação enquanto amortecem as vibrações e os choques na direção torsional produzidos pelo movimento desigual dos elementos rotativos.

As duas metades do acoplamento com garras côncavas no interior são perifericamente desfasadas uma em relação à outra em meio passo. Adicionalmente, são desenhadas de forma a permitir que a aranha involuta fique localizada entre elas.

Os dentes da aranha são coroados para evitar pressão nas arestas no caso de os veios estarem desalinhados. Os acoplamentos compensam deslocamentos axiais, radiais e angulares dos veios que conectam. O ângulo de torção máximo é de  $5^\circ$  [118].

Na Figura 5.5 pode ver-se o desenho de um acoplamento KTR Rotex.



**Figura 5.5 – Desenho de um acoplamento KTR Rotex [118].**

Entre o redutor e a máquina, o acoplamento instalado é um KTR GEAREx FA 35 (acoplamento de flexível de engrenagens – mais barato e compacto mas exige mais manutenção). Na Figura G-1 está representado o referido modelo por meio dos desenhos 2D. Na Figura 5.6 vê-se um exemplar de um acoplamento KTR GEAREx.



**Figura 5.6 – Acoplamento KTR GEAREx [118].**

Os acoplamentos GEAREx são feitos de aço com lubrificação de massa gorda e anel retentor toroidal. Constituindo uniões de veios flexíveis, são adequadas para transmissão de momento de rotação e por assegurar a compensação de deslocamentos axiais, radiais e angulares.

Estes acoplamentos são utilizados num amplo espectro de aplicações, oferecendo condições de alta segurança operacional e uma vida em serviço longa resultante da lubrificação com massa gordurosa na *spline* na coroa.

De acordo com o bem descrito princípio de operação das engrenagens coroadas, evita-se pressões na aresta do *spline* provocadas por deslocamentos angulares e radiais. Adicionalmente, a lubrificação de massa produz um melhor rácio de fricção do *spline* com uma operação praticamente livre de desgaste, em conjugação com uma esperança de vida em serviço do acoplamento elevada [118].

De forma a garantir uma lubrificação controlada e regular no acoplamento, são dispostas duas conexões para hidráulica em pontos opostos um do outro radialmente em cada bucha do acoplamento. O acoplamento tem assim quatro conexões desfasadas entre si por 90°. O interior do acoplamento é selado por anéis retentores toroidais. As chavetas devem ser seladas para salvaguardar a perda de lubrificantes durante a instalação.

### 5.3. Perdas de energia do acionamento eletromecânico em estudo

O sistema de moto-redutor que constitui o estudo de caso deste trabalho será sujeito a perdas dos seus diversos subcomponentes.

O primeiro componente a considerar é o motor elétrico DRN200L. A sua eficiência energética tal como é determinada pela norma IEC (ver Tabela A-1) é de 93,6% [12].

No que toca ao redutor de engrenagens, como se trata de um redutor de engrenagens helicoidal, a eficiência energética é de 98% por cada estágio. Sendo constituído por dois estágios a sua eficiência em condição como nova é de 96%.

Por último importa referir o caso da instalação mecânica. Se se considerar a instalação realizada com recurso a equipamento laser, consideram-se nulas, isto é, define-se este caso como a situação de referência.

Estes valores de eficiência correspondem então ao melhor cenário considerado. A eficiência energética global teórica do sistema neste caso será de 89,86%.

Na Tabela 5.1 estão indicados os valores de eficiência energética parciais e de perdas mecânicas para o melhor cenário em que o conjunto de equipamentos é novo e a montagem efetuada é considerada de precisão (laser).

**Tabela 5.1 – Eficiência energética no melhor cenário.**

|                               | <b>Eficiência parcial [%]</b> | <b>Eficiência do conjunto [%]</b> |
|-------------------------------|-------------------------------|-----------------------------------|
| <b>Redutor de engrenagens</b> | 96                            | 89,86                             |
| <b>Motor elétrico</b>         | 93,6                          |                                   |
| <b>Instalação mecânica</b>    | 100                           |                                   |

No entanto, como se referiu no capítulo anterior, a manutenção incorreta ou inexistente irá resultar na perda de eficiência de até 1% nestes motores elétricos. Adicionalmente, se considerarmos uma falha das chumaceiras de rolamento do motor, podemos estar na presença de perdas de até 4%.

No que toca ao redutor de engrenagens, existe um sem número de situações de falha que podem ocorrer. Segundo a metodologia proposta anteriormente neste texto, consideram-se quatro cenários. Se o lubrificante estiver num nível excessivamente elevado as perdas nas engrenagens podem aumentar para valores até duas vezes superiores. No caso do redutor utilizado, um redutor helicoidal de dois estágios, a eficiência energética passará de 96% para 92%. Se não for feita a substituição das chumaceiras de rolamento, haverá uma perda adicional de até 18% de eficiência energética.

Considerando um desalinhamento linear de até 0,53 mm e um desalinhamento angular de 0,002 mm/mm, valores conservativos e correspondentes a uma instalação convencional, estimam-se perdas de eficiência de 0,9% em relação à situação de alinhamento de precisão (utilizando tecnologia laser).

Estes valores corresponderão ao pior cenário que irá ser considerado.

Assim, a eficiência energética do conjunto obtém-se multiplicando a eficiência parcial do motor elétrico (89,4%), a do redutor de engrenagens ( $92\% \times 82\% = 75,4\%$ ) e a da instalação mecânica (98,8%), obtendo uma eficiência global do sistema de 66,6%.

Na Tabela 5.2 estão indicados os valores de eficiência energética parciais e de perdas mecânicas para o pior cenário, em que a instalação e a manutenção dos equipamentos são ambas inadequadas.

**Tabela 5.2 – Eficiência energética no pior cenário.**

|                               | <b>Eficiência parcial [%]</b> | <b>Eficiência do conjunto [%]</b> |
|-------------------------------|-------------------------------|-----------------------------------|
| <b>Redutor de engrenagens</b> | 71                            | 66,6                              |
| <b>Motor elétrico</b>         | 89,4                          |                                   |
| <b>Instalação mecânica</b>    | 98,8                          |                                   |

Uma situação em que simultaneamente o nível de lubrificante se encontra acima do nível adequado, as chumaceiras de rolamento do moto-redutor encontram-se desgastadas, ocorre a falha das chumaceiras do motor elétrico e é feita uma instalação inadequada de um moto-redutor é extremamente improvável. Mas existe essa probabilidade. Dado um número suficiente de instalações de um equipamento com estas características, um deles terá os defeitos enunciados. Assim, este cenário constitui um ponto de partida útil para uma análise dos resultados do presente trabalho.

Um cenário mais realista mas não menos preocupante, no sentido em que tem uma probabilidade superior de se verificar é o de funcionamento com instalação convencional.

Neste cenário a máquina encontra-se em funcionamento, e ainda não se atingiu o momento em que é feita a substituição das chumaceiras de rolamentos (tipicamente a cada três anos). A eficiência energética parcial do redutor é assim 78,7% ( $82\% \times 96\%$ ).

Considerando que neste cenário o motor elétrico não é alvo de qualquer ação de manutenção preventiva (limpeza, lubrificação, etc.) considera-se uma eficiência energética parcial de 93,1%, isto é, uma diminuição de apenas 0,5% provocada pela não negligência de ações simples de manutenção.

Em relação à qualidade da instalação, considera-se apenas um desalinhamento angular de 0,002 mm/mm (o que representa uma eficiência parcial de 99,7%).

A eficiência energética global do sistema para este caso convencional será então de 73%.

Na Tabela 5.3 estão indicados os valores de eficiência energética e de perdas mecânicas para o cenário convencional, em que a instalação é convencional e a manutenção dos equipamentos não é otimizada.

**Tabela 5.3 – Eficiência energética no cenário convencional.**

|                               | <b>Eficiência parcial [%]</b> | <b>Eficiência do conjunto [%]</b> |
|-------------------------------|-------------------------------|-----------------------------------|
| <b>Redutor de engrenagens</b> | 78,7                          | 73                                |
| <b>Motor elétrico</b>         | 93,1                          |                                   |
| <b>Instalação mecânica</b>    | 99,7                          |                                   |

De sublinhar que embora o motor elétrico seja responsável pela maioria das perdas quando o equipamento está novo e é instalado com recurso a alinhador laser, uma manutenção marginalmente desadequada do redutor de engrenagens acarreta grandes perdas mecânicas. De facto, no melhor cenário as perdas no motor elétrico (6,4%) são mais significativas em relação aos outros dois componentes na análise. No entanto, no cenário pior e no cenário convencional a eficiência energética do motor elétrico sofre pequenas oscilações, enquanto as variações de eficiência no redutor de engrenagens é manifestamente mais expressiva. Esta medida indica uma parte do sistema mais sensível à existência e/ou qualidade das intervenções.



## **6. Conclusões**

### **6.1. Discussão dos resultados e contributos do estudo**

A eficiência energética é uma temática que tem vindo a despertar o interesse e a preocupação de governos, empresas e consumidores em todo o mundo. Nesse sentido, várias empresas na indústria de moto-redutores têm direcionado uma parte significativa dos seus departamentos de investigação e desenvolvimento no sentido de minimizar as perdas energéticas nos diversos componentes.

Uma das empresas na frente deste movimento é a SEW-Eurodrive, empresa líder de mercado da indústria de moto-redutores em Portugal. A empresa entende que ainda não foi possível transmitir à grande maioria dos clientes uma sensibilidade acerca do peso que a manutenção adequada pode ter no desempenho energético dos equipamentos adquiridos, e que isto se deve fundamentalmente à falta de conclusões científicas que fundamentem algumas das intuições corretas dos engenheiros de manutenção, e que corrija as intuições e práticas erradas.

No seguimento das preocupações energéticas descritas surgiu uma colaboração entre a empresa e a Faculdade de Ciências e Tecnologia da Universidade Nova de Lisboa. O presente estudo é fruto dessa colaboração.

Todos os objetivos propostos inicialmente foram cumpridos de forma categórica. Foram quantificadas as perdas de eficiência energética associadas a uma manutenção incorreta ou insuficiente dos equipamentos, sendo identificadas as contribuições de vários componentes do motor elétrico e do redutor de engrenagens para as perdas totais. Esta opção metodológica pressupõe que o equipamento é um conjunto modular, característica indissociável da gama de produtos da SEW-Eurodrive. Durante esta análise, associaram-se as perdas a variadas abordagens de manutenção, das quais se enfatiza a manutenção preditiva. Em seguida contrapôs-se ao estudo da manutenção a análise das perdas associadas a uma instalação mecânica convencional.

Apresentou-se um conjunto de acionamento eletromecânico típico da SEW-Eurodrive detalhando os vários componentes do motor elétrico e do redutor de engrenagens assim como a sua ligação mecânica. Para o sistema escolhido, construiu-se um modelo de análise que permite obter conclusões em casos específicos. Para cumprir o objetivo primordial estabeleceram-se diversos cenários para o motor elétrico, para o redutor de engrenagens e para a instalação mecânica do equipamento.

Os resultados mais importantes do estudo foram a quantificação das perdas e da eficiência energética com e sem intervenção de manutenção. No caso do redutor de engrenagens foram considerados dois componentes (o lubrificante e as chumaceiras de rolamento) por que se provou que têm a maior influência na eficiência energética do conjunto.

Depois de contabilizar também o impacto da manutenção deficiente de motores e da instalação do conjunto concluiu-se que, dos três elementos analisados, o que tem mais influência no aumento das perdas é o redutor de engrenagens. Dentro das intervenções de manutenção de componentes

analisadas, aquela que teve maior influência no aumento da eficiência energética do conjunto foi a redução do nível dos óleos lubrificantes no cárter do redutor de engrenagens para níveis adequados. Desta redução resulta a redução de aproximadamente 50% das perdas do redutor de engrenagens à qual corresponde um aumento de 4% da eficiência no caso de um redutor helicoidal de dois estágios. A substituição de chumaceiras de rolamento antes do final do tempo de serviço recomendado pelos fabricantes ofereceu melhorias de eficiência energética do redutor de engrenagens da ordem dos 16%. Concluiu-se que ações simples de manutenção preventiva podem oferecer melhorias de até 4% na eficiência energética do motor elétrico. Um alinhamento realizado com recurso a equipamentos laser de precisão pode aumentar a eficiência energética do moto-redutor em aproximadamente 1%.

Concluiu-se que são possíveis aumentos de eficiência energética de moto-redutores com uma melhoria dos procedimentos de manutenção. Designadamente, num cenário de manutenção e instalação mecânica fracas haverá uma eficiência estimada em 66,6%. Num cenário de manutenção e instalação convencionais a eficiência estimada será de 73%. Num cenário de manutenção adequada e de alinhamento de precisão dos equipamentos com utilização de laser a eficiência estimada será de 89,9%.

Uma das dificuldades encontradas foi o facto de a informação nem sempre aparecer expressa na forma em que se pretende, o que exige um trabalho adicional de seleção da informação, ajustamento das métricas quando possível e enquadramento sequencial dos vários dados selecionados. Noutros casos manifestaram-se problemas de consistência entre os dados, fruto de se interpretar o aparelho moto-redutor como um sistema modular. Com efeito, considerar separadamente as perdas dos componentes é um paradigma metodológico inovador. Por exemplo, alguns autores apresentam dados sobre as perdas no redutor de engrenagens que não poderiam ser postos em jogo com outros sobre perdas associadas a chumaceiras de rolamento, sob pena de gerar erros de cálculo por *feedback* ou por retroalimentação. Também não foi possível traduzir os níveis e variações de temperatura e de vibração em valores de eficiência energética ou de perdas mecânicas. Este tipo de incompatibilidades é próprio de modelos que descrevem fenómenos complexos.

Apesar das contrariedades descritas, é de salientar que estes dados recolhidos que não puderam ser diretamente contabilizados servem para dar resposta mais completa às questões e objetivos definidos inicialmente. Com efeito, os resultados obtidos expressos em termos de aumento de temperatura ou de vibrações e a quantificação da sua correlação e causalidade constituem quantificações, e embora estas não estejam expressas nas métricas desejadas, permitem conclusões acerca dos aspetos energéticos.

A pesquisa efetuada levou à descoberta de técnicas de manutenção novas e praticamente desconhecidas que ainda pouco foram descritas na restante literatura. Neste sentido, este trabalho constitui uma revisão importante e abrangente e é um ponto de partida fundamental para trabalhos futuros. Ainda não existem muitos estudos sobre motores elétricos da classe energética IE4, sendo este

mais um aspeto de destaque do presente trabalho. Alguma da informação apresentada já existia, mas encontrava-se dispersa e as associações estabelecidas e as descobertas evidenciadas constituem saltos importantes para a base de conhecimento da indústria.

Os contributos desta dissertação podem ser sumariados em duas vertentes principais. Por um lado o trabalho desenvolvido permitirá introduzir um engenheiro mecânico aos temas de manutenção e motores elétricos num contexto de eficiência energética com abrangência e profundidade. Os engenheiros e profissionais de manutenção da SEW-Eurodrive e os vários intervenientes na indústria poderão ter uma noção quantificada do impacto da manutenção, e o que diferencia as várias técnicas. As conclusões, a arquitetura proposta do modelo utilizado e a justificação dos seus fundamentos têm uma aplicação prática na indústria. O trabalho representa também um contributo importante no meio académico, como síntese da informação existente e como ponto de partida para novos trabalhos de estudantes e investigadores.

## **6.2. Sugestões para desenvolvimentos futuros**

O cumprimento dos objetivos e o aprofundamento do tema levantou uma série de novas questões que ultrapassam em especificidade o âmbito do trabalho realizado. Nesse sentido sugerem-se trabalhos futuros com objetos de estudo relacionados.

Em particular, será interessante estender a pesquisa a outras componentes e avarias cujas influências não foi possível quantificar.

Poderá também ser estudada a relação entre o aumento de temperatura com a variação de eficiência energética. Tal estudo envolverá provavelmente a utilização de um modelo termodinâmico. Paralelamente, no mesmo estudo ou noutro adicional, seria interessante correlacionar os níveis de vibração mecânica e a sua variação, com a variação das perdas energéticas nos equipamentos. Estes dois estudos permitirão devolver um novo significado a alguns dos dados oferecidos no presente trabalho, e traçar novas conclusões.

Também seria útil transpor a quantificação percentual feita para casos de estudo de instalações industriais de várias escalas para fornecer exemplos práticos de poupanças expressas em kW para diversas indústrias e sectores.

Por último, note-se que a presente dissertação realizou uma observação binária ou nalguns casos ternária da condição dos componentes, traçando cenários, para possibilitar o cruzamento dos dados entre as várias partes do sistema. Seria interessante definir a condição dos equipamentos como um contínuo e em função do tempo de serviço. Este salto metodológico aumentaria a complexidade do modelo em larga escala, mas poderia possibilitar uma ideia mais completa de todo o espectro da condição dos componentes e do equipamento moto-redutor como um todo.



## Bibliografia

- [1] OECD/IEA, “Tracking Industrial Energy Efficiency and CO2 Emissions.” OECD, Paris, France, 2007.
- [2] OECD/IEA, “World Energy Outlook,” Head of Communication and Information Office, International Energy Agency, France, 2011.
- [3] BCSD, “Manual de boas práticas de eficiência energética - Implementar o desenvolvimento sustentável nas empresas.” BCSD, Coimbra, Portugal, 2005.
- [4] SGCIE-ADENE, “Medidas de eficiência energética aplicáveis à indústria portuguesa: Um enquadramento tecnológico sucinto.” Direcção Auditoria Indústria da ADENE, Portugal, 2010.
- [5] J. C. Ciscar, “Vulnerability of the EU Economy to Oil Shocks: a General Equilibrium Analysis with the GEM-E3 Model,” *Jt. Res. Center, Eur. Comm.*, 2004.
- [6] Eurostat, “Energy, transport and environment indicators.” Eurostat, Brussels, Belgium, 2011.
- [7] I. Dincer, “Environmental impacts of energy,” *Energy Policy*, vol. 27(1999), pp. 845–854, 1999.
- [8] J. de Beer, “Potential for Industrial Energy-Efficiency Improvement in the Long Term,” vol. 5. Kluwer Academic Publishers, Utrecht, The Netherlands, p. 254, 2000.
- [9] MecatrônicaAtual, “Eficiência energética na utilização de acionamentos eletromecânicos,” *Mecatrônica Atual*, nº 42, 2013.
- [10] IEEA, “Guidebook on energy intelligent retrofitting.” Intelligent Energy Europe Agency, Bruxelas, 2008.
- [11] Siemens, “Siemens’ ABC of Motors.” Siemens, 2009.
- [12] IEC, “IEC 60034-30:2008 - Rotating electrical machines - Part 30: Efficiency classes of single-speed, three-phase, cage-induction motors (IE-code).” IEC, 2008.
- [13] UE, “EU MEPS - European Minimum Energy Performance Standard.” MEPS, 2009.
- [14] EuropeanParliament, “Commission Regulation (EC) No 640/2009 of 22 July 2009 implementing Directive 2005/32/EC of the European Parliament and of the Council with regard to ecodesign requirements for electric motors.” European Parliament, 2009.
- [15] EuropeanParliament, “Directive 2005/32/EC of the European Parliament and of the council of 6 July 2005 - establishing a framework for the setting of ecodesign requirements for energy-using products and amending Council Directive 92/42/EEC and Directives 96/57/EC and 2000/55/,” 2005. European Parliament.
- [16] J. M. T. Farinha, “Manutenção - A Terologia e as Novas Ferramentas de Gestão.” Monitor - Projectos e Edições, Lda, 2011.
- [17] V. M. Pinto, “Gestão da Manutenção.” IAPMEI - Instituto de Apoio às Pequenas e Médias Empresas e ao Investimento, 1994.

- [18] J. P. Cabral, “Gestão da Manutenção de Equipamentos Instalações e Edifícios.” Lidel - Edições Técnicas, Lisboa, 2009.
- [19] EuropeanParliament, “BS EN 13306:2010 - Maintenance. Maintenance terminology.” British Standards Institution, 2010.
- [20] L. A. Ferreira, “Uma Introdução à Manutenção.” Publindústria Edições Técnicas, Porto, 1998.
- [21] J. S. Cabral, “Organização e Gestão da Manutenção: dos Conceitos à Prática.” LIDEL, 1998.
- [22] F. M. C. Filipe, “Gestão e organização da manutenção, de equipamento de conservação e manutenção de infra-estruturas ferroviárias.” 2006.
- [23] A. M. Al-Shayea, “Maintenance Definition.” King Saud University, 2007.
- [24] G. P. Sullivan, R. Pugh, a. P. Melendez, and W. D. Hunt, “Operations & Maintenance Best Practices Release 2.0: A Guide to Achieving Operational Efficiency,” 2004.
- [25] B. S. Dhillon, “Engineering Maintenance.” CRC Press, 2002.
- [26] N. J. P. e Sousa, “Aplicação da Metodologia Lean no Serviço de Manutenção de uma Empresa Alimentar.” 2013.
- [27] J. Juran and A. B. Godfrey, “Juran’s Quality Handbook.” McGraw-Hill Professional, 1999.
- [28] F. T. S. Chan, H. C. W. Lau, R. W. L. Ip, H. K. Chan, and S. Kong, “Implementation of total productive maintenance: A case study,” *Int. J. Prod. Econ.*, vol. 95, no. 1, pp. 71–94, Jan. 2005.
- [29] F. Monchy, “A Função Manutenção - Formação para a Gerência da Manutenção Industrial.” Editora Durban Ltda, São Paulo, 1989.
- [30] C. V. Pinto, “Organização e Gestão da Manutenção.” Monitor – Projectos e Edições, Lda., Lisboa, 1999.
- [31] A. P. R. d. A. P. Martins, “A influência da manutenção industrial no Índice Global de Eficiência (OEE),” FCT/UNL, 2012.
- [32] A. K. Pinto and J. Xavier, “Manutenção: função estratégica.” 2002.
- [33] L. F. N. Couto, “Gestão Lean da manutenção aplicada a equipamentos de transporte de granéis sólidos.” 2011.
- [34] R. K. Mobley, “An Introduction to Predictive Maintenance.” p. 438, 2002.
- [35] C. H. Mariano, “Manutenção Preditiva.” Editora da Universidade Tecnológica Federal do Paraná, 2009.
- [36] D. F. Lago and A. C. Gonçalves, “Manutenção Preditiva De Um Redutor Usando Análise De Vibrações E De Partículas De Desgaste,” *16º Simpósio de pós-graduação em Engenharia Mecânica*. Universidade Federal de Uberlândia, Mato Grosso, 2006.
- [37] A. A. Szymon and F. Pieta, “Bancada didática de alinhamento de máquinas rotativas.” 2011.

- [38] P. F. L. Varela, “Estudo de Melhoria do Serviço de Manutenção de uma Empresa Eletromecânica.” 2012.
- [39] T. D. T. dos S. Ferreira, “Falhas e Avarias em Veios de Redutores Industriais: Causas vs. Efeitos.” 2013.
- [40] M. M. Arco-Verde, “Identificação de Falhas em Sistemas Rotativos Empregando Técnicas Não-lineares.” 2008.
- [41] R. F. M. Marçal, M. Negreiros, A. A. Susin, and J. L. Kovalski, “Detecting Faults in Rotating Machines,” *IEEE Instrum. Meas. Mag.*, no. December, pp. 24–26, 2000.
- [42] R. C. Cunha, “Análise do Estado de Conservação de um redutor de velocidade através da técnica de partículas de desgaste no óleo lubrificante auxiliada pela análise de vibrações.” 2005.
- [43] R. V. Ya’cubsohn, “El Diagnostico de Fallas por Analisis Vibratorio.” Die Techik Ltda, São Paulo, Brazil, 1983.
- [44] C. K. Mechefske, “Machine condition monitoring: part 1—optimum vibration signal lengths,” *Br. J. Non-Destr. Test*, vol. 35, no. Setembro, pp. 503–507, 1993.
- [45] M.-Y. Chow, “Methodologies of Using Artificial Neural Network and Fuzzy Logic Technologies for Motor Incipient Fault Detection.” World Scientific Publishing Co. Pte. Ltd., 1998.
- [46] S. N. Y. Gerges and N. N. C. Lima, “Análise de vibrações para diagnóstico de falhas em engrenagens,” *Manutenção Magazine*, vol. 9, no. Julho, pp. 18–22, 1987.
- [47] D. F. Lago, “Manutenção de redutores de velocidade pela integração das técnicas preditivas de análise de vibrações e análise de óleo lubrificante.” 2007.
- [48] L. P. Ponci and P. M. Rodrigues da Cunha, “Previsão de falha em rolamentos por análise espectral e de envelope.” pp. 1–10, 2011.
- [49] O. G. de Paiva, “Análise das Vibrações Mecânicas.” 2000.
- [50] B. Lu, Y. Li, X. Wu, and Z. Yang, “A review of recent advances in wind turbine condition monitoring and fault diagnosis,” *Electronics and Machines in Wind*. pp. 1–7, 2009.
- [51] Keysighttechnologies, “Waveform Generation Tutorial.” [Online]. Available: [http://rfmw.em.keysight.com/spdhelpfiles/33500/webhelp/US/Content/\\_\\_\\_F\\_CH5\\_Tutorial/Waveform Generation Tutorial.htm](http://rfmw.em.keysight.com/spdhelpfiles/33500/webhelp/US/Content/___F_CH5_Tutorial/Waveform%20Generation%20Tutorial.htm). [Accessed: 07-May-2015].
- [52] F. R. Spamer, “Técnicas preditivas de manutenção de máquinas rotativas.” 2009.
- [53] ISO, “ISO 10816-3:2009 - Mechanical vibration - Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts - Part 3: Industrial machines with nominal power above 15 kW and nominal speeds between 120 r/min and 15 000 r/min when measured in situ.” 2009.
- [54] A. A. Junior, “Manutenção preditiva usando análise de vibrações.” Manole, Barueri, p. 190, 2004.

- [55] ISO, “ISO 10816-1:1995 - Mechanical vibration - Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts - Part 1: General guidelines.” 1995.
- [56] SEW-Eurodrive, “Condition monitoring - Systems and services for condition-based maintenance.” pp. 1–16, 2014.
- [57] M. Barnes, “Viscosity - how it is measured and reported,” *Practicing Oil Analysis, Houston*, no. November - December. pp. 46–50, 2002.
- [58] L. D. A. Granja, “Ferrografia e Espectrometria Aplicadas a Manutenção Preditiva De Turbocompressores,” *Boletim técnico Petrobras*, vol. 42. Rio de Janeiro, pp. 52–63, 1999.
- [59] VectusImportatum, “Contador de Partícula Kanomax 3905.” [Online]. Available: <http://www.vectus.com.br/contador-particulas/contador-particulas-kanomax-3905.html>. [Accessed: 09-May-2015].
- [60] T. D. Baroni and G. F. Gomes, “A ferrografia como técnica de manutenção preditiva - Estudo de casos.” 2013.
- [61] R. Lovicz and R. Dalley, “Wear Particle Analysis - A Predictive Maintenance Tool,” *The Predictive Maintenance Technology Conference*. Atlanta, Georgia, USA, 2005.
- [62] M. Pacholok, “Uso Da Termografia Para Avaliação Do Desalinhamento De Eixos De Máquinas Rotativas: Uma ferramenta Auxiliar à Análise de Vibrações.” 2004.
- [63] J. C. B. Nogueira and V. P. Reis, “Emprego da termografia na inspeção preditiva,” *Rev. Divulg. do Proj. Univ. Petrobras e IF Flum.*, vol. 1, pp. 29–35, 2010.
- [64] P. M. L. Bravo, “Estudo de Melhoria do Planeamento e Controlo da Manutenção numa Empresa Metalomecânica.” 2013.
- [65] Flir Systems AB, “Thermal imaging guidebook for industrial applications.” Flir Systems AB, 2011.
- [66] Eisenbeiss, “Gearoscopy ® - Endoscopy.” [Online]. Available: <http://www.industrial-gearbox-repair.com/diagnostics/gearoscopy-endoscopy-visual-inspection/>. [Accessed: 12-May-2015].
- [67] WTG, “Gearbox endoscopy by Videoscope.” [Online]. Available: <http://www.wtgpartners.com/wind-industry-services/gearbox-inspection-by-videoscope.html>. [Accessed: 12-May-2015].
- [68] Olympus-IMS, “Inspections of Wind Turbine Gearboxes - Application notes.” .
- [69] Schaeffler Technologies, “Light the Dark - Endoscopy reveals damage.” Germany, 2013.
- [70] J. Palma, “Accionamentos Electromecânicos de Velocidade Variável.” Publicações Fundação Calouste Gulbenkian, 1999.
- [71] E. Bim, “Máquinas elétricas e acionamento.” Elsevier Editora, 2012.
- [72] U. Mirza, “Determining Causes for Electric Motor Failure,” 2013. [Online]. Available: <http://www.brighthubengineering.com/commercial-electrical-applications/78579-determining-causes-for-electric-motor-failure/>. [Accessed: 27-May-2015].



- [73] R. GEDEON, “Porque é que os motores queimam?” [Online]. Available: <http://www.refrigeracaogedeon.com.br/trifasico-weg.html>. [Accessed: 27-May-2015].
- [74] E. C. Bortoni, J. Haddad, a. H. M. Santos, E. M. Azevedo, and R. a. Yamachita, “Analysis of preventive and corrective maintenance on three-phase squirrel-cage induction motors performance,” *Conference Record - IAS Annual Meeting (IEEE Industry Applications Society)*, vol. 1. pp. 46–51, 2005.
- [75] K. Dabala, “Analysis of mechanical losses in three-phase squirrel-cage induction motors,” *ICEMS'2001. Proceedings of the Fifth International Conference on Electrical Machines and Systems (IEEE Cat. No.01EX501)*, vol. 1. pp. 4–7, 2001.
- [76] S. Nadel, M. Shepard, S. Greeberg, Z. Katz, and A. Almeida, “Energy efficient motor systems.” ACEEE, 1992.
- [77] C. Yung and A. Bonnett, “A repair-replace decision model for petro-chemical industry electric motors,” *Record of Conference Papers. Industry Applications Society. Forty-Ninth Annual Conference. 2002 Petroleum and Chemical Industry Technical Conference*. pp. 55–66, 2002.
- [78] O. V. Thorsen and M. Dalva, “Survey of faults on induction motors in offshore oil industry, petrochemical industry, gas terminals, and oil refineries,” *IEEE Trans. Ind. Appl.*, vol. 31, no. 5, pp. 1186–1196, 1995.
- [79] L. Frosini, E. Bassi, and C. Gazzaniga, “Effect of the bearings faults on the efficiency of the induction motors,” *Proceedings - 34th Annual Conference of the IEEE Industrial Electronics Society, IECON 2008*. pp. 1167–1172, 2008.
- [80] R. G. Budynas and J. K. Nisbett, “Shigley’s Mechanical Engineering Design.” 2011.
- [81] C. M. Branco, J. M. Ferreira, J. D. da Costa, and J. S. Ribeiro, “Projecto de Orgãos de Máquinas.” Fundação Calouste Gulbenkian, 2008.
- [82] TecnicaRolamentos, “TecnicaRolamentos.” [Online]. Available: [http://www.tecnicarolamentos.com.br/gallery/7f26bfc5a219a0f40483b8f8fefed2e6\\_1580x1290.jpg](http://www.tecnicarolamentos.com.br/gallery/7f26bfc5a219a0f40483b8f8fefed2e6_1580x1290.jpg). [Accessed: 27-Jun-2015].
- [83] T. Bartels, W. Bock, J. Braun, C. Busch, W. Buss, W. Dresel, C. Freiler, M. Harperscheid, R.-P. Heckler, D. Hörner, F. Kubicki, G. Lingg, A. Losch, R. Luther, T. Mang, S. Noll, and J. Omeis, “Lubricants and Lubrication,” *Ullmann’s Encyclopedia of Industrial Chemistry*. Wiley - VCH Verlag GmbH & Co. KGaA, 2003.
- [84] L. A. Bronshteyn and J. H. Kreiner, “Energy Efficiency of Industrial Oils,” *Tribol. Trans.*, vol. 42, no. 4, pp. 771–776, Jan. 1999.
- [85] B.-R. Höhn, K. Michaelis, and M. Hinterstoißer, “Optimization of gearbox efficiency,” *goriva i Maz.*, vol. 48, no. 4, pp. 462–480, 2009.
- [86] PETROBRÁS, “Lubrificantes: fundamentos e aplicações.” Ed. Petrobrás, Rio de Janeiro, 1999.
- [87] ASTM, “ASTM D2270-10e1, Standard Practice for Calculating Viscosity Index From Kinematic Viscosity at 40 and 100°C.” ASTM, 2010.

- [88] P. M. T. Marques, C. M. C. G. Fernandes, R. C. Martins, and J. H. O. Seabra, "Power losses at low speed in a gearbox lubricated with wind turbine gear oils with special focus on churning losses," *Tribol. Int.*, vol. 62, pp. 186–197, 2013.
- [89] L. Magalhães, R. Martins, and J. Seabra, "Experimental Evaluation of the Stabilization Temperature Testing Low-Loss Gears in the Fzg Gearbox," in *15th International Conference on Experimental Mechanics*, 2012, pp. 1–16.
- [90] M. L. E. M. Rodrigues, "Curso de especialização em manutenção produtiva total." 2008.
- [91] Y. Ding and N. F. Rieger, "Spalling formation mechanism for gears," *Wear*, vol. 254, no. 12, pp. 1307–1317, 2003.
- [92] Mobil, "Fundamentos da Lubrificação." Mobil Oil Portuguesa, 1980.
- [93] Mobil, "O automóvel." Mobil Oil Portuguesa, 1982.
- [94] SKF, "Manual de mantenimiento y recambio de rodamientos." Sörmlands Grafiska, 1986.
- [95] FAGPortugal, "Danificações em rolamentos, WL 82102 PC," 1987.
- [96] D. J. Hargreaves and A. Planitz, "Assessing the energy efficiency of gear oils via the FZG test machine," *Tribol. Int.*, vol. 42, no. 6, pp. 918–925, 2009.
- [97] K. Michaelis, B.-R. Höhn, and M. Hinterstoißer, "Influence factors on gearbox power loss," *Ind. Lubr. Tribol.*, vol. 63, no. 1, pp. 46–55, 2011.
- [98] K. Wimmer, A., Höhn, B.-R., Michaelis, "Low Loss Gears - Technical Paper 05FTM11," in *AGMA - Fall Technical Meeting, October 16-18, 2005*, pp. 1–11.
- [99] M. A. Abu-Zeid and S. M. Abdel-Rahman, "Bearing problems' effects on the dynamic performance of pumping stations," *Alexandria Eng. J.*, vol. 52, no. 3, pp. 241–248, Sep. 2013.
- [100] MERI, "Detection and Diagnosis Faults of Bearings Used In Pumping Stations," Delta Barrage, Egypt, 2003.
- [101] I. Howard, "A Review of Rolling Element Bearing Vibration "Detection, Diagnosis and Prognosis,"" Australia, 1994.
- [102] I. Önel, K. B. Dalci, and İ. Senol, "Detection of bearing defects in three-phase induction motors using Park's transform and radial basis function neural networks," *Sadhana*, vol. 31, no. 3, pp. 235–244, 2006.
- [103] B. & Kjaer, "Machine Condition Monitoring, Application note," Denmark, 2002.
- [104] R. I. Taylor, R. T. Dixon, F. D. Wayne, and S. Gunzel, "Lubricants and Energy Efficiency: Life-Cycle Analysis," *Elsevier - Tribology and Interface Engineering Series*, vol. 48. Elsevier Masson SAS, pp. 565–572, 2005.
- [105] TotalPump, "Pump Couplings from John Crane Metastream and Powerstream at Total Pump Solutions." [Online]. Available: [www.totalpumps.co.nz/products/couplings/](http://www.totalpumps.co.nz/products/couplings/). [Accessed: 09-May-2015].

- [106] B. Boyle, "Tracking the causes of coupling failure," *Plant Services*, 2008. [Online]. Available: <http://www.plantservices.com/articles/2008/197/>. [Accessed: 16-Apr-2015].
- [107] H. Bloch, "Pump alignment saves power," 2010. [Online]. Available: [www.heinzbloch.com](http://www.heinzbloch.com).
- [108] P. Poste, "Good Shaft Alignment Practice - will generate £1000's of savings every year," *ME Plant and Maintenance*, 2012.
- [109] Bell&Gossett, "Why Bother Aligning Pumps?," *Fluid Handl. Tech Talk*, vol. 19, no. 1, pp. 1–2, 2004.
- [110] Easy-Laser, "Savings calculation example - Laser alignment justification." .
- [111] Pruftechnik, "A Practical Guide to Shaft Alignment," p. 63, 2002.
- [112] A. J. W. Hines, S. Jesse, A. Edmondson, and D. Nower, "Motor Shaft Misalignment versus Bearing Load Analysis: Study Shows Shaft Misalignment Reduces Bearing Life," *Maint. Technol.*, no. April, pp. 11–77, 1999.
- [113] J. Piotrowsky and J. N. Xavier, "A importância de alinhamento entre eixos," *www.Manter.Com.Br*. 2010.
- [114] SEW-Eurodrive-Portugal, "Página Portuguesa da SEW," 2015. [Online]. Available: <http://sew-eurodrive.pt>. [Accessed: 09-Jan-2015].
- [115] SEW-Eurodrive, "Addendum to the Catalog - AC Motors DRN80-315." SEW-Eurodrive GmbH & Co KG, Bruchsal, Germany, pp. 1–120, 2014.
- [116] SEW-Eurodrive, "Redutores industriais Série MC.. - Instruções de operação." SEW-Eurodrive GmbH & Co KG, Bruchsal, Germany, pp. 1–144, 2005.
- [117] StocksSKFBearing, "SKF 32310," *Stocks SKF Bearing*. [Online]. Available: <http://stockskfbearing.com/bearings/SKF-32310/>. [Accessed: 15-Jul-2015].
- [118] KTR, "Company catalogue 2014 - Couplings Hydraulic Components, Torque Limiters, Torque Measurement, Clamping Elements." KTR Kupplungstechnik GmbH, Rheine, 2014.



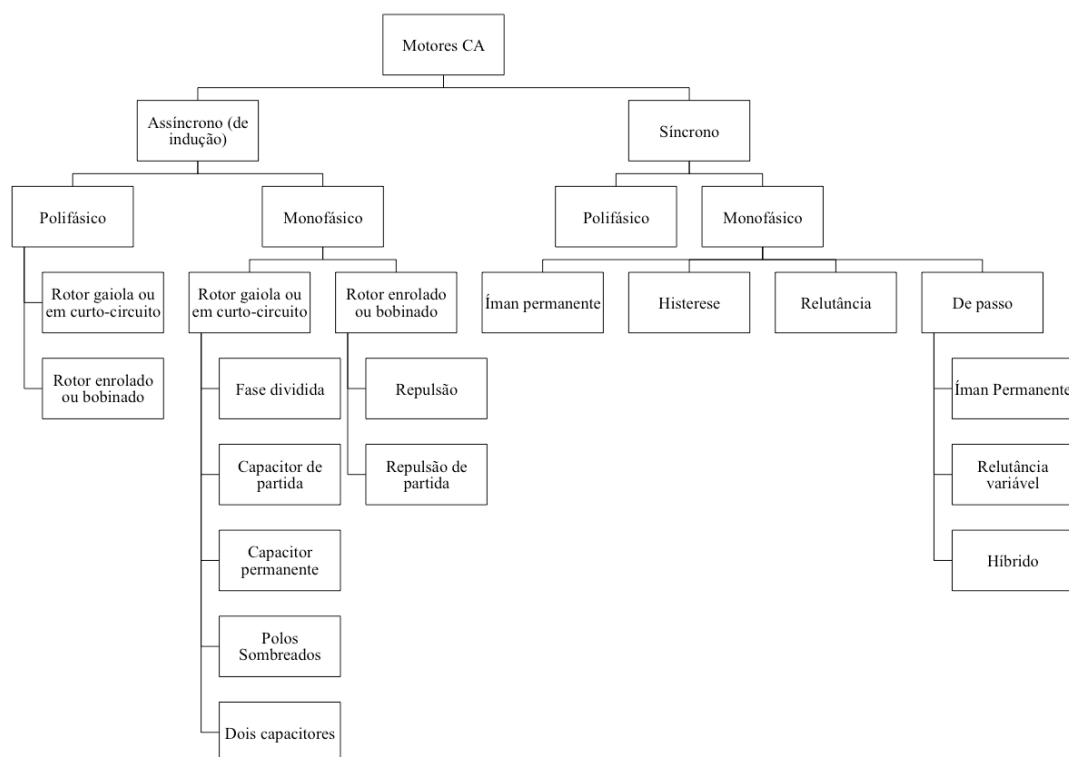
## **Anexos**

## Anexo A Norma IEC 60034-30

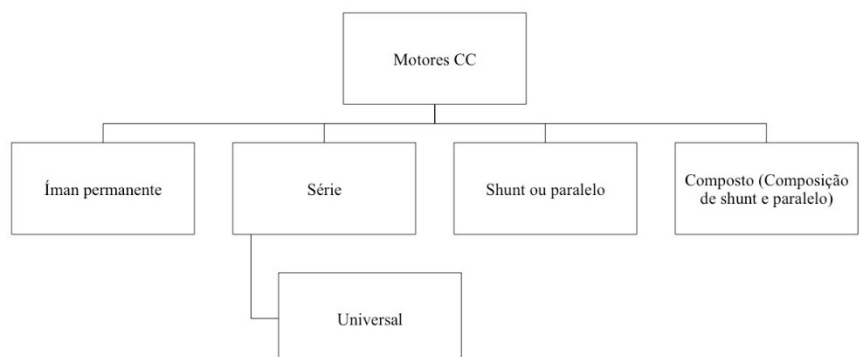
Tabela A-1 - Eficiência energética (em %) de motores de indução da classe IE3 (adaptado de [12]).

| kW   | 2 Polos       | 4 Polos       | 6 Polos       |
|------|---------------|---------------|---------------|
|      | 50 HZ / 60 HZ | 50 HZ / 60 HZ | 50 HZ / 60 HZ |
| 0.75 | 80.7 / 77.0   | 82.5 / 85.5   | 78.9 / 82.5   |
| 1.1  | 82.7 / 84.0   | 84.1 / 86.5   | 81.0 / 87.5   |
| 1.5  | 84.2 / 85.5   | 85.3 / 86.5   | 82.5 / 88.5   |
| 2.2  | 85.9 / 86.5   | 86.7 / 89.5   | 84.3 / 89.5   |
| 3    | 87.1 / -      | 87.7 / -      | 85.6 / -      |
| 3.7  | - / 88.5      | - / 89.5      | - / 89.5      |
| 4    | 88.1 / -      | 88.6 / -      | 86.8 / -      |
| 5.5  | 89.2 / 89.5   | 89.6 / 91.7   | 88.0 / 91.0   |
| 7.5  | 90.1 / 90.2   | 90.4 / 91.7   | 89.1 / 91.0   |
| 11   | 91.2 / 90.0   | 91.4 / 92.4   | 90.3 / 91.7   |
| 15   | 91.9 / 91.0   | 92.1 / 93.0   | 91.2 / 91.7   |
| 18.5 | 92.4 / 91.7   | 92.6 / 93.6   | 91.7 / 93.0   |
| 22   | 92.7 / 91.7   | 93.0 / 93.6   | 92.2 / 93.0   |
| 30   | 93.3 / 92.4   | 93.6 / 94.1   | 92.9 / 94.1   |
| 37   | 93.7 / 93.0   | 93.9 / 94.5   | 93.3 / 94.1   |
| 45   | 94.0 / 93.6   | 94.2 / 95.0   | 93.7 / 94.5   |
| 55   | 94.3 / 93.6   | 94.6 / 94.4   | 94.1 / 94.5   |
| 75   | 94.7 / 94.1   | 95.0 / 95.4   | 94.6 / 95.0   |
| 90   | 95.0 / 95.0   | 95.2 / 95.4   | 94.9 / 95.0   |
| 110  | 95.2 / 95.0   | 95.4 / 95.8   | 95.1 / 95.8   |
| 132  | 95.4 / -      | 95.6 / -      | 95.4 / -      |
| 150  | - / 95.4      | - / 96.2      | - / 95.8      |
| 160  | 95.6 / -      | 95.8 / -      | 95.6 / -      |
| 185  | - / 95.8      | - / 96.2      | - / 95.8      |
| 200  | 95.8 / -      | 96.0 / -      | 95.8 / -      |
| 220  | 95.8 / 95.8   | 96.0 / 96.2   | 95.8 / 95.8   |
| 250  | 95.8 / 95.8   | 96.0 / 96.2   | 95.8 / 95.8   |
| 300  | 95.8 / 95.8   | 96.0 / 96.2   | 95.8 / 95.8   |
| 330  | 95.8 / 95.8   | 96.0 / 96.2   | 95.8 / 95.8   |
| 375  | 95.8 / 95.8   | 96.0 / 96.2   | 95.8 / 95.8   |

## Anexo B Classificação de motores elétricos



**Figura B-1 – Classificação de motores elétricos CA.**



**Figura B-2 – Classificação de motores elétricos CC.**

## Anexo C Falhas comuns em chumaceiras de rolamento de redutores engrenagens

Tabela C-1 – Falhas comuns em chumaceiras de rolamento de redutores engrenagens (adaptado de [38], [95]).

| Danificação  | Característica  | Causa   | Solução   |
|--|---|---|---|
| Corrosão por humidade (ferrugem).                        | Coloração castanha no anel exterior e na superfície de rodagem.   | Processo de armazenamento inadequado em locais com níveis de humidade elevados. Água de condensação devido ao diferencial de temperatura. Vedantes. Lubrificação incorreta. | Seguir corretamente as indicações de armazenamento por parte do fabricante. Melhoria dos vedantes utilizados. Lubrificante com aditivos anticorrosivos. |
| Corrosão devido a agentes agressivos.                    | Rolamento com tonalidade negra devido à corrosão.   | Armazenamento efetuado em locais com a presença e produtos químicos nocivos ao rolamento. Vedantes. Lubrificação incorreta.   | Seguir corretamente as indicações de armazenamento por parte do fabricante. Melhoria dos vedantes utilizados. Lubrificante com aditivos anticorrosivos. |
| Corrosão de atrito.                                      | Ocorrência de ferrugem de contacto. Desgaste nas superfícies de ajuste tais como furo e zona exterior do rolamento. | Movimentos relativos entre os diversos componentes do rolamento. Flexão do eixo e deformação da caixa.  | Utilizar sempre que possível ajustes com interferência. Eixos e caixas mais rígidos. Revestir os assentamentos do rolamento.                            |
| Depressões nas pistas do rolamento (falso brinelamento). | Marcas no anel interno do rolamento no espaçamento entre os elementos rolantes.                                     | Vibração devido à paragem dos equipamentos que provocam desgaste nos rolamentos.  | Equipamentos com elevada propensão para este facto devem ser mantidos em marcha lenta.  |
| Crateras.  | Aparecimento de crateras nas zonas de contacto dos elementos rolantes.  | Impulsos elétricos por má ligação à terra em operações de soldagem.   | Isolamento destes componentes com a devida ligação à terra.   |
| Estrias.   | Marcas de cor castanha na pista de rolamento do anel externo.   | Passagem constante de corrente elétrica.  | Não permitir a passagem de corrente elétrica através do rolamento.  |
| Gaiola danificada por vibração.                          | Rompimento ou perda de tensão dos rebites da gaiola.  | Vibrações mais elevadas do que a solicitação a que a gaiola se encontre predisposta.  | Gaiolas maciças em detrimento das de chapa. Gaiolas tipo janela para solicitações de vibração elevadas.   |
| Empenamento da gaiola.                                   | Desgaste e possível rotura das nervuras entre as cavidades da gaiola.   | Inclinação excessiva dos anéis. Em rolamentos de esferas a carga combinada gera diferentes velocidades nas esferas.   | Evitar causar empenamentos nas gaiolas do rolamento. Utilizar rolamentos de contacto angular.   |
| Danificação por desgaste.                                | Superfícies de contacto dos corpos rolantes ásperas. Aumento da folga do rolamento.                                 | Filme de lubrificação insuficiente, inadequado envelhecido ou contaminado. O desgaste aumenta por corpos estranhos e por atrito.  | Lubrificante de maior capacidade, com elevada viscosidade e aditivos. Diminuição dos intervalos de lubrificação. Melhores vedantes.                     |



| Danificação                                   | Característica  | Causa  | Solução  |
|---|---|--|--|
| Caldeamento sobre elevada carga.              | Este processo é provocado pelas partículas que são arrancadas da superfície do rolamento e fundem no local oposto. Ocorre em rolamentos com maior atrito de deslizamento.             | Deficiência de lubrificação para a carga no rolamento. Combinação de carga elevada e velocidade de rotação reduzida impede a formação de um filme de fluido hidrodinâmico. Tensão por dilatação térmica. | Melhoria das condições de lubrificação do rolamento. Quantidade de lubrificante correta.   |
| Danificações por deslizamento.                | Pistas e elementos rolantes muito ásperos. Desgaste por caldeamento.  | Carga reduzida e lubrificação deficiente provocam o deslizamento dos elementos rolantes sobre as pistas do rolamento.  | Utilização de pré-carga nos rolamentos. Solicitação na fase de teste. Melhorias ao nível da lubrificação.  |
| Fadiga tradicional.                           | Marca de rodagem brilhante e de tonalidade clara nas pistas de rolamento. Descascamento ( <i>pitting</i> ) das superfícies de rodagem e dos elementos girantes.                       | Ocorre devido à ultrapassagem da vida útil do rolamento enquanto solicitado dinamicamente.   | Efetuar a troca do rolamento quando este atinge a sua vida útil.   |
| Fadiga devido a más condições de lubrificação | Descascamento extenso mas não profundo da superfície da área de rodagem do rolamento. Zonas com coloração cinza.  | Condições de lubrificação deficientes que incorrem num aumento do atrito e uma maior solicitação mecânica do material.   | Lubrificante com uma maior resistência de película e eventual utilização de aditivos. Maior quantidade de lubrificante.  |
| Danificação da superfície por fadiga.         | <i>Pitting</i> do material através de impressões causadas por corpos estranhos que aumentam no sentido de rotação do rolamento.   | Danificação da superfície do rolamento. Impressão no rolamento causada por partículas duras de entre as quais a areia.   | Especial atenção durante a fase de montagem do rolamento com especial atenção aos níveis de limpeza. Melhor vedação dos rolamentos. Limpeza do lubrificante.   |
| Fadiga por excesso de carga local.            | Danificação por fadiga nos rolamentos de rolos. Fadiga nos bordos da pista dos rolamentos de esferas.   | Solicitações de carga através de momentos. Empenamento dos anéis por desalinhamento. Deflexão do eixo.   | Utilização de rolamentos com a característica de compensar desalinhamentos do veio ou dos apoios. Reforço do eixo. Corrigir alinhamentos.  |
| Fadiga por desgaste.                          | <i>Pitting</i> dos elementos rolantes do rolamento e alteração da sua forma geométrica.   | Desgaste criado por impurezas que possam existir no lubrificante ou adição de elementos estranhos ao lubrificante. Elementos vedantes com danificações.  | Alteração do lubrificante atempadamente. Sistema de filtragem do lubrificante com impurezas. Mudança dos elementos vedantes que sofreram desgaste.   |
| Danificação por sobreaquecimento.             | Aumento súbito da temperatura que prejudica a rotação normal do rolamento e o danifica totalmente. Isto provoca um bloqueio dos elementos rolantes que perfuram as pistas de rodagem. | O apuramento das causas deste tipo de falhas é difícil. Lubrificação incorreta, tanto em excesso como em escassez. Folga incorreta sobretudo a elevadas velocidades de rotação.                          | Aumento da folga do rolamento ou diminuição da pré-carga sobre o rolamento até estabilizar a temperatura ótima e funcionamento. Níveis corretos de lubrificação. Viscosidade acertada do lubrificante. |

## Anexo D Falhas comuns em retentores de redutores engrenagens

Tabela D-1 – Falhas comuns em retentores de redutores engrenagens (adaptado de [38]).

| Anomalia  | Causa  | Solução  |
|---|--|--|
| Modificação da coloração do canto do retentor de azul para castanho claro.                | Aumento da temperatura admissível no caso da borracha nitrílica.                                     | Verificar a correta lubrificação do retentor.  |
|   | Aumento da força radial.   | Substituição do retentor.  |
|   | Lubrificação deficiente.   | Verificar o nível do lubrificante.   |
| Alteração da coloração do retentor em todo o seu corpo exceto na região do anel exterior. | A temperatura do lubrificante excedeu o máximo admissível para a borracha escolhida para o retentor. | Descobrir a fonte do sobreaquecimento.   |
| Canto do retentor incorretamente adaptado em relação ao veio.                             | Inexistência de rugosidade na zona de trabalho do retentor.  | Trabalhar o veio de modo a deixá-lo com uma rugosidade total numa gama de valores entre 1 e 4 $\mu\text{m}$ .        |
| Retentor com força radial reduzida.   | Retentor incorreto para o diâmetro do veio em que vai efetuar a vedação.                             | Efetuar uma comparação entre as dimensões existentes no retentor e verificar se obedecem às normas de ajuste.        |
| Retentor está ressequido, quebrado ou com fissuras no lábio de vedação.                   | Temperatura admissível do retentor foi ultrapassada.   | Descobrir a fonte do sobreaquecimento.   |
|   |  | Verificar a compatibilidade do tipo de borracha em uso para a aplicação pretendida.                                  |
|   | Corte da mola.   | Substituição do retentor.  |
|   | Diâmetro do eixo incompatível com o diâmetro do retentor.  | Verificar as medidas existentes no retentor para verificar compatibilidades de aplicação.                            |
| Desgaste precoce no canto da vedação da borracha.   | Rugosidade do eixo acima do ideal (1 a 4 $\mu\text{m}$ ).  | Refazer o acabamento da pista de trabalho do retentor.   |
|   | Respiro obstruído.   | Desimpedir o respiro e proceder à substituição do retentor.  |
|   | Retentor não ideal para a aplicação em questão.  | Substituir o retentor em questão por outro mais indicado.  |
| Desgaste irregular no canto da vedação do retentor.                                       | Excentricidade estática do alojamento do retentor.   | Trabalhar o alojamento do retentor tendo sempre em conta a segunda medida gravada no retentor.                       |
|   | Falta de paralelismo entre o retentor e o alojamento.  | Aplicar o retentor da forma correta, salvaguardando sempre a necessidade de obter o retentor paralelo ao alojamento. |
| Lábio do retentor dobrado para o exterior.  | Falta de chanfro no eixo.  | Trabalhar o eixo.  |
|   | Falta de utilização da luva de aplicação de retentores.  | Utilizar a luva.   |
|   | Respiro obstruído.   | Desimpedir o respiro e proceder à substituição do retentor.  |

## Anexo E Desenhos técnicos do motor elétrico DRN200L

### DRN200L

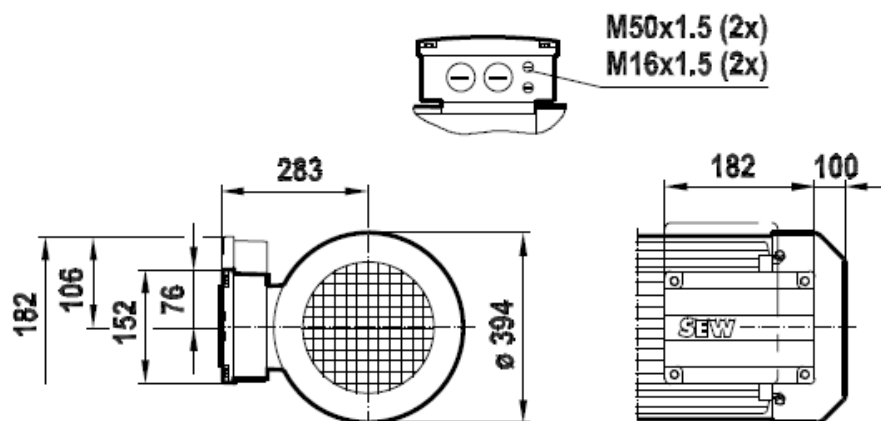


Figura E-1 – Desenho técnico do motor elétrico DRN200L.

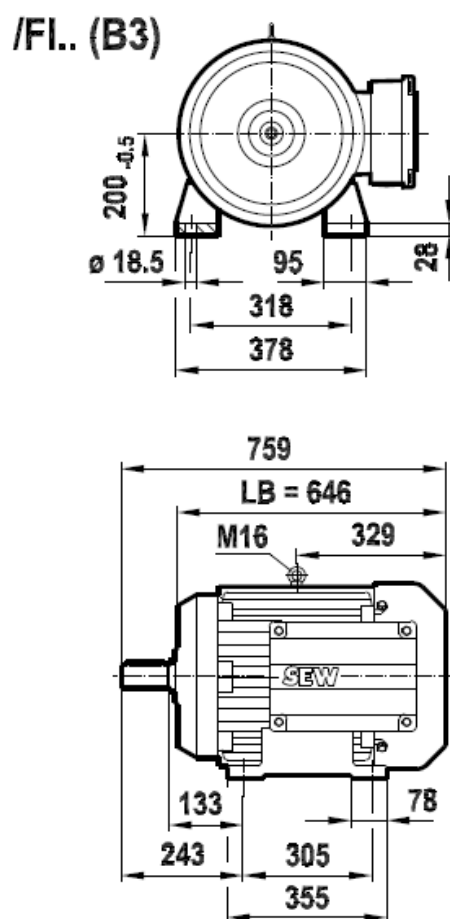


Figura E-2 – Desenho técnico do motor elétrico DRN200L.

Anexo F    Desenhos técnicos do redutor de engrenagens MC2PLSF04

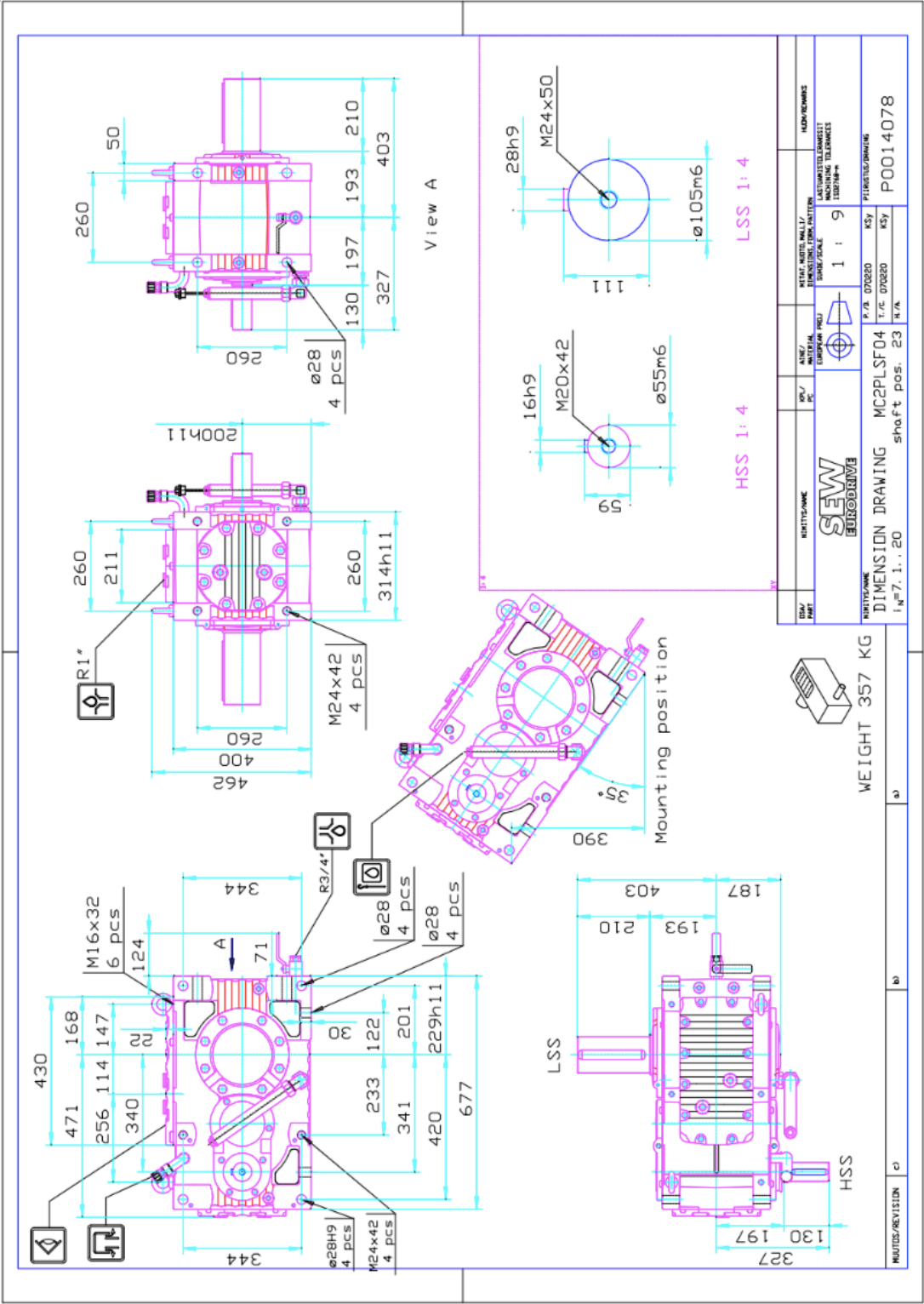
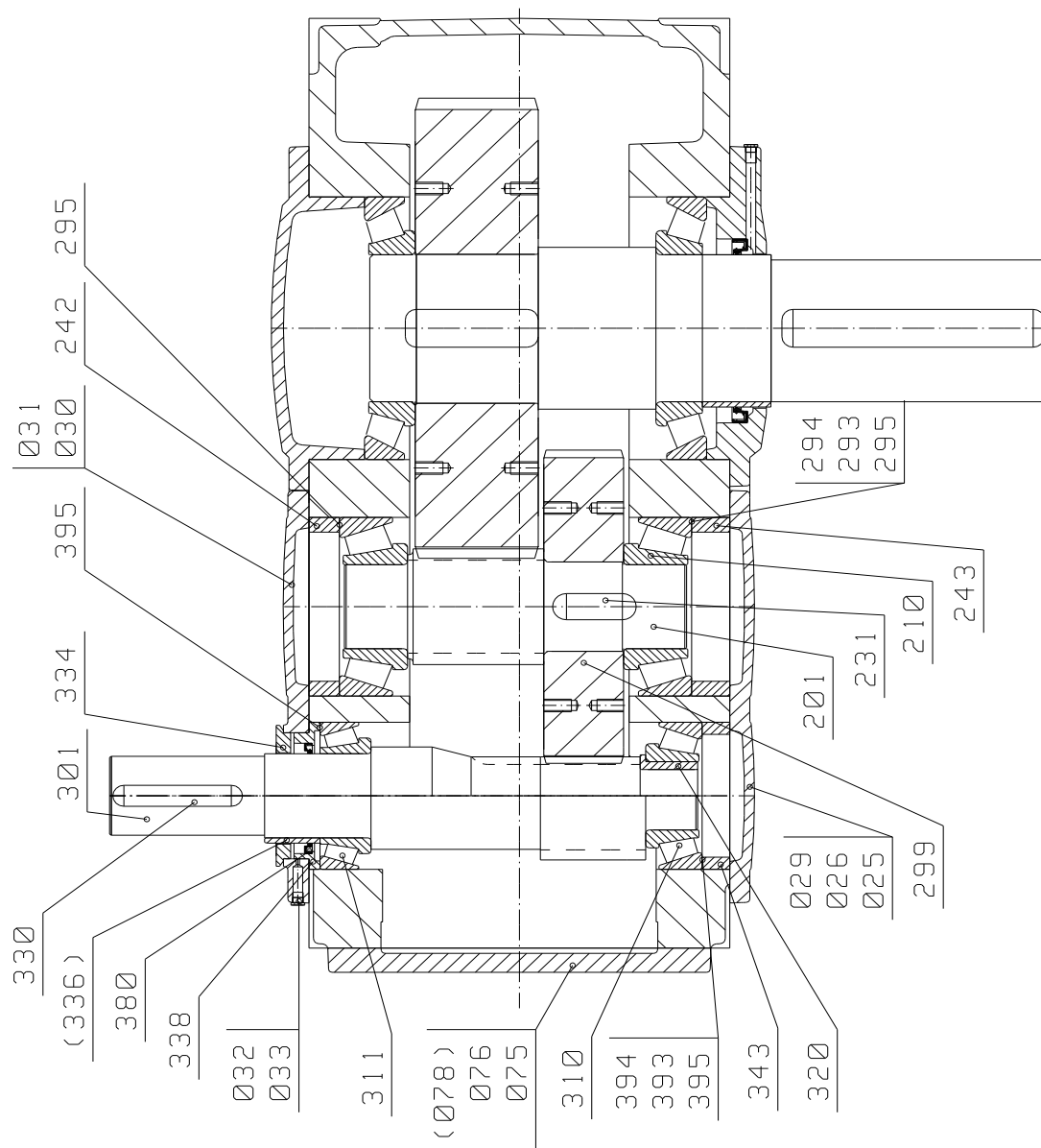
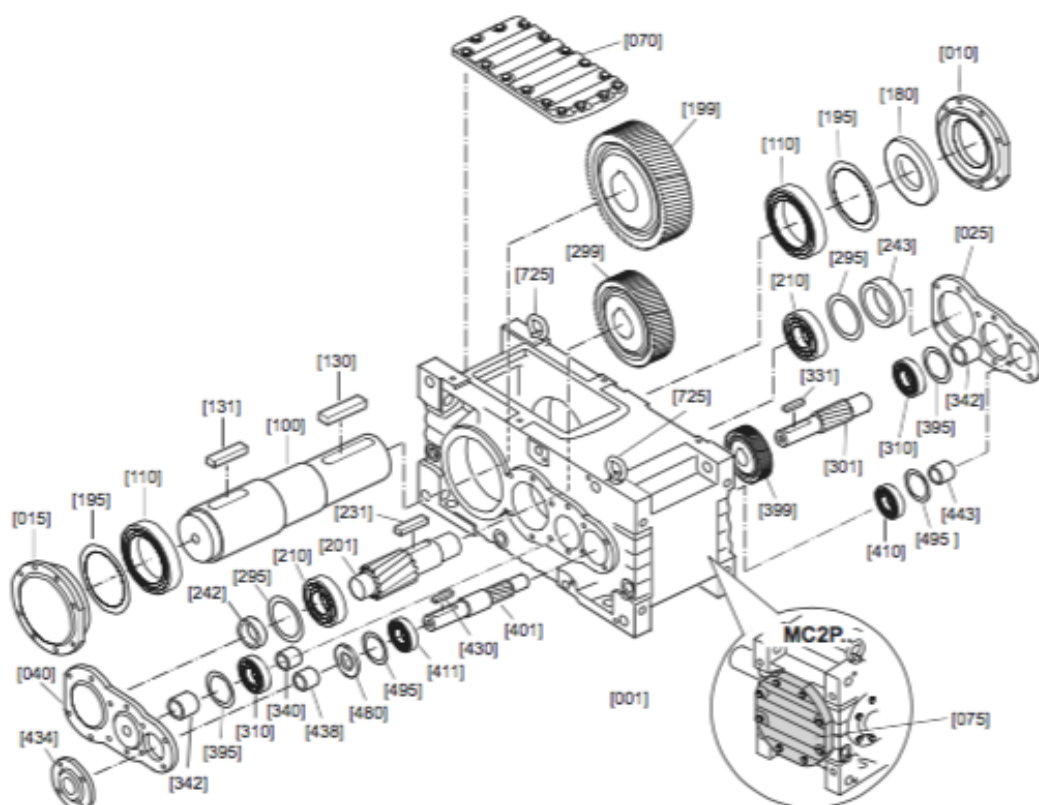


Figura F-1 – Desenhos 2D do redutor de engrenagens MC2PLSF04.



**Figura F-2 – Vista do redutor de engrenagens da série MC2P..02-09.**



51718A00X

Fig. 10: Estrutura geral do redutor industrial da série MC..P..

|                          |                    |                       |                            |
|--------------------------|--------------------|-----------------------|----------------------------|
| [001] Cárter do redutor  | [131] Chaveta      | [299] Roda dentada    | [410] Rolamento            |
| [010] Tampa do rolamento | [180] Retentor     | [301] Veio pinhão     | [411] Rolamento de esferas |
| [015] Tampa do rolamento | [195] Espaçador    | [310] Rolamento       | [430] Chaveta              |
| [025] Tampa do rolamento | [199] Roda dentada | [331] Chaveta         | [434] Tampa                |
| [040] Tampa do rolamento | [201] Veio pinhão  | [340] Casquilho       | [438] Casquilho            |
| [070] Tampa do redutor   | [210] Rolamento    | [342] Casquilho       | [443] Casquilho            |
| [075] Tampa de montagem  | [231] Chaveta      | [395] Espaçador       | [480] Retentor             |
| [100] Veio de saída      | [242] Casquilho    | [399] Roda dentada    | [495] Espaçador            |
| [110] Rolamento          | [243] Casquilho    | [401] Veio de entrada | [725] Olhal de elevação    |
| [130] Chaveta            | [295] Espaçador    |                       |                            |

Figura F-3 – Estrutura geral do redutor industrial da série MC..P.. [116].

Tabela F-1 – Especificações técnicas do redutor de engrenagens.



## Technical specification

CERTIFIED FORM

|                           |                              |                       |                  |                            |                     |                 |                            |
|---------------------------|------------------------------|-----------------------|------------------|----------------------------|---------------------|-----------------|----------------------------|
|                           |                              |                       |                  | SpecificationNo.           | M506510             |                 |                            |
|                           |                              |                       |                  | Revision                   |                     |                 |                            |
| 1. General data           |                              |                       |                  | Delivery date EXW          | 28.3.2007           |                 |                            |
| Customer                  | SEW-EURODRIVE PORTUGAL, LTDA |                       |                  | Issued by                  | Toivonen Pia        |                 |                            |
| Country                   | Portugal                     |                       |                  | Date                       | 13.2.2007           |                 |                            |
| Serial number 1           |                              |                       |                  | Revision row no.           |                     |                 |                            |
| Customer order no.        | 4500048095                   | Date                  | 13.2.2007        | Date                       |                     |                 |                            |
| Customer ref.             | 4500048095                   |                       |                  | Designed by                | Syrjälä Kimmo       |                 |                            |
| Driven Machine / item no. |                              |                       |                  | Date                       |                     |                 |                            |
| 2. Product description    |                              |                       |                  |                            |                     |                 |                            |
| Gear unit type            | MC2PLSF04                    |                       | Shaft positior   | 23                         | Manufacturing nos.  | K9919 - K9920   |                            |
| Ratio i                   | 17.1154                      |                       | Weight appr.[kg] | 353                        | Quantity            | 2               |                            |
| Running data              | min.                         | norm.                 | max.             |                            | Service factor Fs   | 2.47            |                            |
| Rotation speed            | HSS [1/min]                  | 784                   | 784              | 784                        | according to        | Power PK1 norm. |                            |
|                           | LSS [1/min]                  | 45.8                  | 45.8             | 45.8                       |                     |                 |                            |
| Running Power Pk1         | [kW]                         | 30                    | 30               | 30                         | Mounting position   |                 |                            |
| Running torque Mk2        | [kNm]                        | 6.07                  | 6.07             | 6.07                       | Anch. rod length HA |                 |                            |
| Rot.direction of LSS      |                              |                       |                  | Hollow shaft nom. dia.     | 0                   |                 |                            |
| Painting system           | K7 EP260/3                   |                       |                  | Colour code                | RAL 7031            |                 |                            |
| 3. Operating conditions   |                              |                       |                  |                            |                     |                 |                            |
| Driving machine           | Type                         | AC-motor              | Code             | Duration of service[h/day] | 8                   |                 |                            |
|                           | Pm [kW]                      |                       | /n               | Max load occ./hour         | 3                   |                 |                            |
| Connection diameters      | [mm]                         | Driving machine shaft | 0                | Driven machine shaft       | 0                   |                 |                            |
| External loads            | [kN]                         | Fa norm               | Fa max           | Direction                  | Fr norm             | Fr max          | Acting point fr. shaft end |
|                           | LSS                          | 0                     | 0                |                            | 0                   | 0               |                            |
|                           | HSS                          | 0                     | 0                |                            | 0                   | 0               |                            |
| Electrical supply         | Main[V]                      |                       | [Hz]             | Instr.supply[V]            |                     |                 | [Hz]                       |
| Ambient temperature       | [°C] min.                    | 0                     | [°C] norm.       | [°C] max.                  | 40                  |                 |                            |
| 4. Lubrication            |                              |                       |                  |                            |                     |                 |                            |
| Lubrication method        | Splash                       |                       |                  | Lubr. unit location        |                     |                 |                            |
| Lubricant                 | Oil                          | Mineral ISO VG460EP   |                  |                            |                     |                 |                            |
| Ambient temperature range | [°C]                         |                       | [°C]             |                            | [°C]                |                 |                            |
| Oil level indication      |                              |                       | [mm]             |                            | Oil qty appr.       |                 | 18                         |
| Grease type               | EP-grease NLGI 2             |                       |                  | Grease qty [g]             |                     |                 |                            |
| 5. Documentation          |                              |                       |                  |                            |                     |                 |                            |
| Dimension drawing no.     | P0014078                     |                       |                  |                            |                     |                 |                            |
| Assembly drawing no.      |                              |                       |                  |                            |                     |                 |                            |
| Other documents           |                              |                       |                  |                            |                     |                 |                            |

## 6. Additional equipment/other information

## Qty

2 GEAR DRIVE INCLUDING

1 GEAR UNIT MC2PLSF04

Mounting position M1 35° M4/F1

acc.to drawing

1 OIL STICK

1 DRAIN VALVE TAJO R3/4

1 DOUBLE LIP SEAL WITH GREASE NIPPLE /HSS

1 DOUBLE LIP SEAL WITH GREASE NIPPLE /LSS

1 SPECIAL PAINTING SYSTEM

1 ADDITIONAL COSTS

additional oil drain bores.

Place of Installation: outdoors (Va=5,8m/s)

Ambient conditions: normal

TECHNICAL DOCUMENTS BY E-MAIL IN ENGLISH, DRAWINGS IN DXF-FORMAT

Tabela F-2 – Lista de partes do redutor de engrenagens (parte 1).



## Part List

| <b>Work no.</b>          | M506510                      | <b>Manuf. no.</b> | K9919 - K9920 | <b>Qty</b>                            | 2             |
|--------------------------|------------------------------|-------------------|---------------|---------------------------------------|---------------|
| <b>Customer</b>          | SEW-EURODRIVE PORTUGAL, LTDA |                   |               | <b>EXW</b>                            | 28.3.2007     |
| <b>Train Information</b> |                              |                   |               | <b>Designer</b>                       | Syrjälä Kimmo |
|                          |                              |                   |               | <b>Date/ver.</b>                      |               |
| Pos. no.                 | Item                         | Qty               | pc            | Item name / Dimensions                |               |
|                          | GMC2PLSF04                   | 1                 | pc            | GEAR UNIT MC2PLSF04                   |               |
|                          |                              |                   |               | i=17.1154 23                          |               |
|                          |                              |                   |               | Mounting position M1 35° M4/F1        |               |
|                          |                              |                   |               | acc.to drawing                        |               |
| 0001                     | P0014078                     | A3 1              | pc            | DIMENSION DRAWING MC2PLS_04 23 7.1 20 |               |
| 0005                     | Y0011726                     | 1                 | pc            | ASSEMBLY MC2P_S 23 7.1 20             |               |
| 001                      | P0014080                     | 1                 | pc            | HOUSING MCR4 -                        |               |
| 010                      | Y0009363                     | 1                 | pc            | COVER 272 230 190 140 46              |               |
| 011                      | 601845                       | 8                 | pc            | HEXAGON SCREW DIN933 M16 45           |               |
| 013                      | 631118                       | 2                 | pc            | PLUG DIN906 R1/4"                     |               |
| 015                      | Y0009371                     | 1                 | pc            | COVER 272 230 190 0 75                |               |
| 016                      | 601845                       | 8                 | pc            | HEXAGON SCREW DIN933 M16 45           |               |
| 017                      | 631118                       | 2                 | pc            | PLUG DIN906 R1/4"                     |               |
| 025                      | Y0010085                     | 1                 | pc            | JOINTCOVER 4 2P 2R 3R                 |               |
| 026                      | 601750                       | 8                 | pc            | HEXAGON SCREW DIN933 M10 30           |               |
| 029                      | 631118                       | 2                 | pc            | PLUG DIN906 R1/4"                     |               |
| 030                      | Y0010077                     | 1                 | pc            | JOINTCOVER 4 14:00:00                 |               |
| 031                      | 601750                       | 8                 | pc            | HEXAGON SCREW DIN933 M10 30           |               |
| 033                      | 631118                       | 2                 | pc            | PLUG DIN906 R1/4"                     |               |
| 070                      | Y0008148                     | 1                 | pc            | INSP.COVER 211 430 22                 |               |
| 071                      | 601750                       | 12                | pc            | HEXAGON SCREW DIN933 M10 30           |               |
| 073                      | 631135                       | 2                 | pc            | PLUG - R1                             |               |
| 075                      | Y0009294                     | 1                 | pc            | INSP.COVER 256 256 20                 |               |
| 076                      | 601840                       | 8                 | pc            | HEXAGON SCREW DIN933 M16 35           |               |
| 078                      | 631135                       | 2                 | pc            | PLUG - R1                             |               |
| 100                      | Y0011146                     | 1                 | pc            | OUTPUT SHAFT 118 511                  |               |
| 110                      | 6830221                      | 2                 | pc            | BEARING 30221                         |               |
| 130                      | Y0012312                     | 1                 | pc            | KEY DIN6885 B 28 16 172               |               |
| 131                      | Y0012310                     | 1                 | pc            | KEY DIN6885 B 28 16 72                |               |
| 136                      | Y0012362                     | 1                 | pc            | SEAL BUSHING 115 105 55               |               |
| 180                      | 563900                       | 1                 | pc            | SEAL R 140 115 12                     |               |
| 193                      | Y001436715                   | 1                 | pc            | SHIM 190 174 0.1                      |               |
| 194                      | Y001436743                   | 1                 | pc            | SHIM 190 174 0.15                     |               |
| 195                      | Y001436771                   | 2                 | pc            | SHIM 190 174 0.4                      |               |
| 199                      | Y0009553                     | 1                 | pc            | WHEEL 3.5 -89 325 84 0.9 -            |               |
| 201                      | Y0011043                     | 1                 | pc            | PINION 3.5 22 90 242 0.9 SPEC.        |               |
| 210                      | 6832312                      | 2                 | pc            | BEARING 32312                         |               |
| 231                      | Y0012288                     | 1                 | pc            | KEY DIN6885 B 20 12 38                |               |
| 242                      | Y001364703                   | 1                 | pc            | BUSHING 130 110 28.2                  |               |
| 243                      | Y001364803                   | 1                 | pc            | BUSHING 130 110 35.8                  |               |
| 293                      | Y001436707                   | 1                 | pc            | SHIM 130 112 0.1                      |               |
| 294                      | Y001436735                   | 1                 | pc            | SHIM 130 112 0.15                     |               |
| 295                      | Y001436763                   | 2                 | pc            | SHIM 130 112 0.4                      |               |
| 299                      | Y0009704                     | 1                 | pc            | WHEEL 2 110 229 56 0.45 -             |               |
| 301                      | Y0010980                     | 1                 | pc            | PINION 2 -26 70 454 0.45 SPEC.        |               |
| 310                      | 6832310                      | 1                 | pc            | BEARING 32310                         |               |
| 311                      | 683212                       | 1                 | pc            | BEARING 33212                         |               |
| 330                      | Y0012276                     | 1                 | pc            | KEY DIN6885 B 16 10 89                |               |
| 334                      | Y0010618                     | 1                 | pc            | COVER 104 - 90 - 13                   |               |
| 338                      | Y0010598                     | 1                 | pc            | SEAL HOUSING 110 75 26                |               |
| 343                      | Y001365203                   | 1                 | pc            | BUSHING 110 94 26.1                   |               |
| 380                      | 580140                       | 1                 | pc            | SEAL R 75 60 8                        |               |
| 393                      | Y001436705                   | 1                 | pc            | SHIM 110 94 0.1                       |               |
| 394                      | Y001436733                   | 1                 | pc            | SHIM 110 94 0.15                      |               |
| 395                      | Y001436761                   | 2                 | pc            | SHIM 110 94 0.4                       |               |



Tabela F-3 – Lista de partes do redutor de engrenagens (parte 2).



## Part List

| <b>Work no.</b>          | M506510                      | <b>Manuf. no.</b> | K9919 - K9920 | <b>Qty</b>                                     | 2             |
|--------------------------|------------------------------|-------------------|---------------|--|---------------|
| <b>Customer</b>          | SEW-EURODRIVE PORTUGAL, LTDA | <b>EXW</b>        |               | <b>Designer</b>                                | 28.3.2007     |
| <b>Train Information</b> |                              | <b>Date/ver.</b>  |               |  | Syrjälä Kimmo |
| Pos. no.                 | Item                         | Qty               | pc            | Item name / Dimensions                         |               |
| 725                      | 625400                       | 2                 | pc            | LIFTING EYE BOLT DIN580 M16                    |               |
| 730                      | P0001498                     | 1                 | pc            | OILSTICK R3/4 H=55                             |               |
| 731                      | 546710                       | 1                 | pc            | SEAL USITR-12 34.9 27.1 2.5                    |               |
| 732                      | Y001064701                   | 1                 | pc            | PIPE - 3424 275                                |               |
| 733                      | 5311228                      | 1                 | pc            | FITTING VOSS SUEL 28 -                         |               |
| 734                      | Y0011553                     | 1                 | pc            | FITTING VOSS BL 28R R3/4                       |               |
| 740                      | 574820                       | 1                 | pc            | BREATHER 1028-15-00 R3/4"                      |               |
| 741                      | 542100                       | 1                 | pc            | ELBOW - R3/4                                   |               |
| 750                      | 631122                       | 9                 | pc            | PLUG - R3/4                                    |               |
|                          | <b>DJSTDR34</b>              | <b>1</b>          | <b>pc</b>     | <b>DRAIN VALVE TAJO R3/4</b>                   |               |
| 2860                     | Y0010654                     | A2 1              | kpl           | ASSEMBLY - - - -                               |               |
| 2862                     | 545000                       | 1                 | pc            | MALE NIPPLE - R3/4                             |               |
| 2864                     | 546710                       | 1                 | pc            | SEAL USITR-12 34.9 27.1 2.5                    |               |
| 2866                     | 530700                       | 1                 | pc            | NIPPLE - R3/4                                  |               |
| 2868                     | 546710                       | 1                 | pc            | SEAL USITR-12 34.9 27.1 2.5                    |               |
| 2870                     | 547411                       | 1                 | pc            | VALVE - R3/4                                   |               |
| 2872                     | 631122                       | 1                 | pc            | PLUG - R3/4                                    |               |
|                          | <b>CCMC04DOLIPGN</b>         | <b>1</b>          | <b>pc</b>     | <b>DOUBLE LIP SEAL WITH GREASE NIPPLE /HSS</b> |               |
| 3007                     | Y0012559                     | A2 1              | pc            | ASSEMBLY MC2(3)P - - -                         |               |
| 3030                     | 580140                       | 1                 | pc            | SEAL R 75 60 8                                 |               |
| 3032                     | 640053                       | 1                 | pc            | GREASE NIPPLE DIN71412 A R1/8                  |               |
|                          | <b>QQMC04DOLIPGN</b>         | <b>1</b>          | <b>pc</b>     | <b>DOUBLE LIP SEAL WITH GREASE NIPPLE /LSS</b> |               |
| 3005                     | Y0014092                     | A2 1              | pc            | ASSEMBLY MC - - -                              |               |
| 3010                     | 563900                       | 1                 | pc            | SEAL R 140 115 12                              |               |
| 3012                     | 640053                       | 1                 | pc            | GREASE NIPPLE DIN71412 A R1/8                  |               |

Anexo G    Desenhos técnicos do acoplamento GearEx FA 35

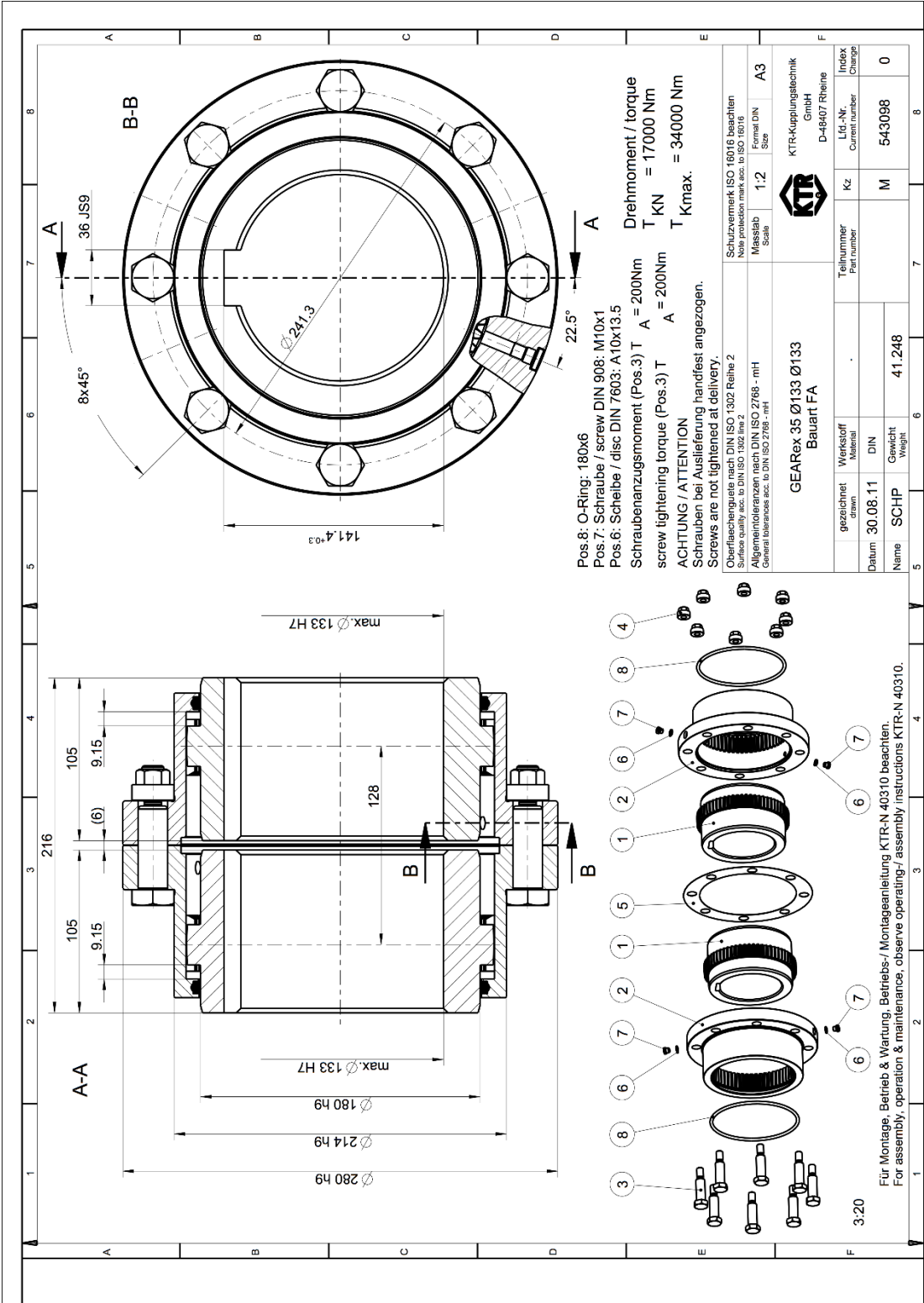


Figura G-1 – Desenhos técnicos do acoplamento GearEx FA 35.